



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA

**FACULTAD DE TECNOLOGIA DE LA INDUSTRIA
DISEÑO DE TRITURADORA DE MANDÍBULA DE SIMPLE**

EFECTO (TMSE).

Trabajo monográfico para optar al título de:

INGENIERO MECÁNICO

Autores:

Br. Carlos Javier Ortiz Chavarria

Br. Juan Eusebio Flores Mena

Tutor:

Ing. William Emigdio Urbina Espinoza

Managua, 12 de Septiembre del 2012

RESUMEN

El presente trabajo consiste en el diseño mecánico de una Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto (TMSE) por sus iniciales, la cual se podrá emplear para la reducción o trituración de determinados materiales y minerales a granel, en este tipo de trituradora las rocas se desintegran por las fuerzas de compresión y choque que ejercen las mandíbulas, se utiliza un motor y una transmisión por banda para accionarla o ponerla en marcha. .

Para ayudar a comprender el funcionamiento de una trituradora, es necesario conocer algunos conceptos básicos sobre el proceso de trituración, es por esto que en el capítulo 1 de este documento se encuentra una explicación general de este tema, el cual abarca, tipos, etapas y grados de trituración.

El capítulo 2 ya adentrado al tema, trata sobre el funcionamiento, características, elementos y materiales para el diseño de la TMSE, esto brinda una visión mas amplia de lo que involucra el diseño.

El capítulo 3 abarca los cálculos del diseño, en estos se consideran las limitaciones y los datos iniciales que se tienen para el mismo, y mediante estos se determinan el esfuerzo permisible, espesor, resistencia, funcionamiento, capacidad, etc. De la máquina y cada una de sus partes, además se seleccionan los materiales adecuados y componentes adicionales.

En el capítulo 4, se propone un presupuesto estimado para la etapa de construcción que estará disponible como un dato que se puede considerar, aunque este nos es definitivo y puede presentar variaciones.

Al final de este documento, como la ultima etapa del diseño se encuentran las recomendaciones y los planos de la máquina, por medio de estos últimos se pueden visualizar las partes que conforman la trituradora, sus dimensiones y especificaciones técnicas, que están disponibles para su construcción.

TABLA DE CONTENIDOS

I	INTRODUCCIÓN.....	1
II	OBJETIVOS.....	2
III	JUSTIFICACIÓN.....	3

CAPITULO I. Conceptos generales en el proceso de triturado

1.1	Trituración.....	5
1.2	Etapas de la trituración.....	6
1.3	Distribución Granulométrica.....	7
1.4	Características de las Rocas.....	8

CAPITULO II. Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto

2.1	Funcionamiento de una TMSE.....	12
2.2	Características de una TMSE.....	13
2.3	Elementos de transmisión de una TMSE.....	14
2.3.1	El accionamiento o motor.....	14
2.3.2	La polea de conducción y conducida.....	16
2.3.3	La banda de transmisión.....	16
2.3.4	Chaveta o cuña de la polea.....	19
2.4	Materiales para la construcción de la TMSE.....	21
2.4.1	Designación por las normas AISI.....	21
2.5	Tipo de soldadura.....	24
2.5.1	Selección del electrodo para soldadura de arco.....	25

CAPITULO III. Cálculo de una TMSE

<u>3.1</u>	Selección de datos.....	28
<u>3.2</u>	Determinación de las dimensiones iniciales de la TMSE.....	28
3.2.1	Ancho de la boca de la TMSE.....	28
3.2.2	Longitud de la boca de la TMSE.....	29
3.2.3	Recorrido de la mandíbula en la parte inferior.....	29
3.2.4	Ángulo de fricción.....	29
3.2.5	Ángulo de sujeción entre las mandíbulas.....	30
3.2.6	Altura de la pared delantera.....	30
<u>3.3</u>	Cálculo de capacidad y potencia.....	31
3.3.1	Revoluciones en el eje excéntrico.....	31
3.3.2	Capacidad de la TMSE.....	31
3.3.3	Potencia requerida de la trituradora.....	32
3.3.4	Potencia nominal de la trituradora.....	33
3.3.6	Diámetro de la polea conductora.....	33
3.3.7	Diámetro de la polea conducida.....	34
3.3.8	Distancia entre centros.....	34
3.3.9	Longitud de la banda de transmisión.....	34
3.3.10	Ángulo de contacto de la correa.....	35
3.3.11	Cálculo de la potencia de diseño.....	35

3.3.12	Cálculo de la potencia corregida por banda.....	36
3.3.13	Determinación de la cantidad de bandas.....	37
3.3.14	Dimensiones de la polea.....	38
3.3.15	Calculo de los rayos de la polea mayor.....	39
3.3.16	Cálculo del área real y masa aproximada de la polea.....	40
<u>3.4</u>	Cálculo de las fuerzas que actúan en la TMSE (P).....	42
<u>3.5</u>	Cálculo del eje excéntrico.....	44
3.5.1	Determinación del momento flector máximo en el eje....	46
3.5.2	Determinación del momento torsor en el eje.....	47
3.5.3	Diámetro del eje excéntrico.....	47
3.5.4	Cálculo de las chavetas polea y volante.....	48
<u>3.6</u>	Cálculo de los rodamientos para la TMSE.....	50
3.6.1	Duración de diseño del rodamiento.....	50
3.6.2	Selección de los rodamientos.....	51
<u>3.7</u>	Cálculo de los componentes internos de la TMSE.....	52
3.7.1	Diseño del portamandíbula.....	52
3.7.2	Diseño del conjunto de regulación.....	57
3.7.3	Cálculo del soporte para la placa de articulación.....	59
3.7.4	Calculo del perno de regulación.....	62
3.7.5	Cálculo del mecanismo de amortiguación.....	63
3.7.6	Cálculo de la varilla roscada.....	64
3.7.7	Pasador cilíndrico y extremo plano de la varilla.....	65
3.7.8	Cálculo del resorte de amortiguación.....	67

3.7.9	Cálculo de las mandíbulas.....	70
<u>3.8</u>	Cálculo de la estructura de la TMSE.....	75
3.8.1	Conjunto pared delantera.....	75
3.8.2	Cálculo de la resistencia del conjunto.....	78
3.8.3	Conjunto Bastidor.....	81
3.8.4	Cálculos de los pernos que unirán la estructura.....	91
<u>3.9</u>	Masa aproximada de la TMSE.....	92

CAPITULO IV. Presupuesto estimado para la TMSE

<u>4.1</u>	Lista de partes y costos.....	93
-------------------	--------------------------------------	-----------

CONCLUSIONES

V	Conclusiones.....	96
VI	Recomendaciones.....	97
VII	Bibliografía.....	98
VIII	Anexos I.....	A1
IX	Anexos II.....	A2

INTRODUCCIÓN

La aplicación de la Ingeniería Mecánica en sus diferentes campos tiene como finalidad la creación del diseño, porque es mediante el cual se logra palpar y visualizar el trabajo de un ingeniero antes de la etapa de construcción. La característica más importante de un diseño, es que se puede modificar en la búsqueda de su mejoramiento, conservando siempre su principio.

Por lo tanto enfocándose en la visión de aportar al desarrollo tecnológico propio en Nicaragua y para el enriquecimiento contextual de la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI) se determinó la realización del presente trabajo de diploma el cual consiste en el **Diseño de una Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto. (TMSE)**

Aunque existen muchos tipos de trituradoras que utilizan diferentes mecanismos, en este documento se abordará únicamente las de mandíbulas y en específico la de simple efecto, de la cual se efectúa el diseño, esta trituradora se conoce con dicho nombre debido a dos placas que utiliza para triturar el material, llamadas mandíbulas o quijadas. Dichas trituradoras son muy utilizadas en nuestro país y en el exterior, mayormente en la industria minera y de la construcción, por su esencial aplicación en la reducción de materiales abrasivos como rocas de minerales, por su bajo costo y su sencilla estructura de funcionamiento.

Este trabajo señala detalladamente dicho diseño, incluyendo cálculos, especificaciones, dibujo técnico y hasta el presupuesto final para la etapa de construcción, además generalidades, funcionamiento y características de la **TMSE**. Al ser esta una máquina de gran aceptación y utilidad en nuestro país, el propósito de este diseño se enfoca en un mejoramiento propio, tanto en estructura como en costo, dando así una propuesta aceptable.

En todo caso dicho documento contribuirá con un aporte al diseño mecánico, para todo aquel que desee realizar la construcción del mismo, sirviendo también como una guía técnica de consulta para el lector.

OBJETIVOS

Objetivo general:

- Elaborar el diseño mecánico de una Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto (**TMSE**).

Objetivos específicos:

- Realizar los cálculos de diseño de la **TMSE** considerando los aspectos para su mejoramiento y su óptimo funcionamiento.
- Seleccionar el tipo de material y componentes de su mecanismo para la etapa de construcción.
- Elaborar los planos de fabricación de la máquina con todos sus componentes y dimensiones.
- Determinar un presupuesto estimado que exprese el monto monetario para la fabricación de la **TMSE**.

JUSTIFICACIÓN

Actualmente la Universidad Nacional de Ingeniería (UNI) como su Facultad de Tecnología de la Industria (FTI) no cuenta con un documento que aborde el diseño mecánico de una Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto (**TMSE**), siendo esta una máquina de gran importancia que involucra una aplicación simple pero amplia de ingeniería. Estas trituradoras en Nicaragua no se fabrican, ni existe hasta el momento una propuesta para su elaboración. Por lo tanto se determino que el diseño de dicha trituradora será un importante aporte que brindará una opción de construcción a un costo menor que comprar una en el extranjero. Así mismo se pretende que este sea un documento de consulta para todo lector que se interese en su funcionamiento, brindándole así una información valiosa y fundamental.



Capítulo I

CONCEPTOS GENERALES EN EL PROCESO DE TRITURADO

1.1 Trituración

1.2 Etapas de la trituración

1.3 Distribución Granulométrica

1.4 Características de las Rocas

1.1 Trituración

Para el tratamiento industrial de rocas y minerales, es necesario realizar una preparación de los mismos y dentro de esa preparación normalmente se requiere efectuar una reducción de tamaño respecto al que presentan los minerales al ser extraídos de su estado natural. Las operaciones mediante las que se efectúan dichas reducciones de tamaño por medios físicos se denominan **trituración** y **molienda**. Estas operaciones son de aplicación habitual en los procesos industriales, tal como puede observarse en el proceso de manejo de materiales. La trituración y molienda es un proceso comprendido entre la diferencia del tamaño de entrada en comparación con el de salida. Los métodos utilizados en la reducción de tamaño son: aplastamiento (**Fig.1, a**), penetración (**Fig.1, b**), frotación (**Fig.1, c**) e impacto (**Fig.1 d**). En la mayoría de los casos, estas acciones se realizan combinadas. No obstante, tiene una importancia fundamental la máquina que se utiliza para la trituración. Dependiendo de las propiedades físico-mecánicas y de las dimensiones de los pedazos del material a triturar se selecciona uno u otro tipo de acción. Así la trituración de los materiales duros y quebradizos se puede efectuar por aplastamiento, penetración e impacto y la de los duros y viscosos por aplastamiento y frotación.

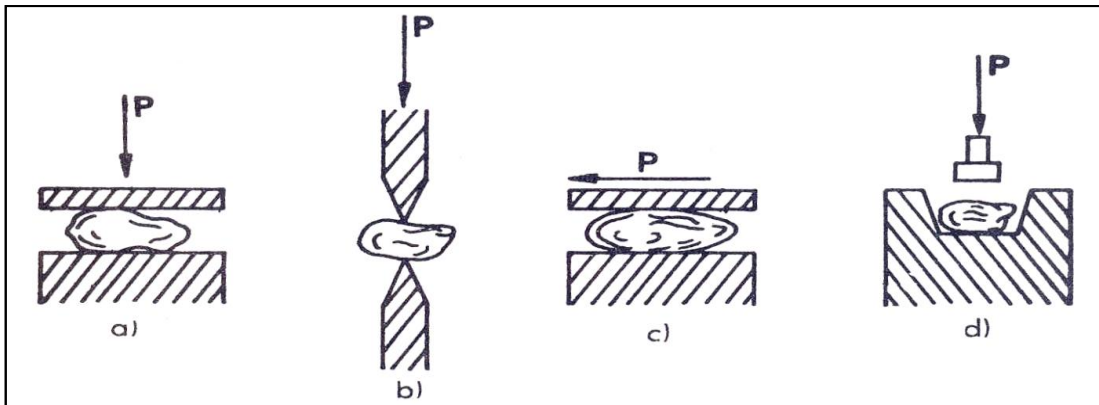


Fig.1. Métodos para trituración de materiales. Fuente: V.S. Shubin, C, Pedre, Diseño de Maquinaria Ind.4, Generalidades sobre trituración.

Las operaciones citadas se realizan con el objeto de facilitar el transporte de los materiales, para las posteriores operaciones físicas (mezclado, dosificación, aglomeración o disolución) y permitir las reacciones químicas (como consecuencia de que la velocidad de reacción es función de la superficie de las partículas y es tanto más grande, cuanto mayor es su grado de subdivisión). Si bien no existe una diferencia clara entre la trituración y la molienda, en general se habla de trituración cuando se fragmentan partículas de tamaños superiores a 25 mm y de molienda cuando se tratan partículas de tamaños inferiores al mismo. La trituración es también denominada desintegración y las máquinas que la producen son conocidas como: **desintegradoras, quebrantadoras, trituradoras o machacadoras**. Según los diferentes fabricantes. Generalidades sobre trituración. V. S. Shubin. C. Pedre. Diseño de maquinaria industrial, 4^{ta} edición. Habana Cuba, Editorial Pueblo y Educación, 1984.

1.2 Etapas de la trituración

En la industria en la mayoría de los casos se requieren altos grados de trituración. Con frecuencia las dimensiones de los pedazos de material inicial al ser extraídos alcanzan hasta 1,500 mm, mientras que en los procesos tecnológicos a veces se utilizan materiales en los que las dimensiones de sus partículas son fracciones de micrones, como se menciona, estos grados de molienda se logran únicamente mediante la trituración en varias etapas, ya que de una sola vez (en una misma máquina) no se logra obtener el producto con el grosor definitivo dado. Por lo tanto, cuando se extrae el material de la cantera y se trata en una trituradora, a esa etapa se le conoce como trituración primaria. Si de allí el material producido pasa a una segunda trituradora, entonces se efectuará una trituración secundaria. Si sigue triturándose en otra máquina, se efectuará una terciaria, etc. A este proceso se le llama **trituración por etapas**.

Convencionalmente la trituración se divide en: gruesa, media y fina y la molienda en: muy fina y extra fina. La trituración de materiales se realiza generalmente por procedimiento seco (sin utilización de agua), la molienda se realiza con frecuencia por procedimiento mojado (con utilización de agua) esta última, para evitar la formación de polvo y facilitar el manejo del producto molido.

De este modo la trituración gruesa, media y fina corresponden, prácticamente, a la primera, segunda y tercera etapa de trituración; mientras que la molienda fina y extra fina corresponden a la primera y segunda etapa de molienda. La operación de trituración y en especial la de molienda requieren de mucha energía, por eso es imprescindible velar por la disminución de la masa del material a elaborar, guiándose por el principio siguiente: **no triturar nada más que lo necesario**. Por este principio antes de que el material pase a la máquina trituradora es conveniente extraer los pedazos que sean más pequeños que aquellos que se esperan obtener. La extracción de estos menudos se realiza, por ejemplo, mediante una clasificación por tamices o cribas, esta preparación evita en gran medida, el paso de dichos pedazos que no requieren reducción. De este modo disminuye el consumo de energía en la operación, es posible el aumento de la productividad de la máquina y el producto final se obtiene más uniforme. Las dimensiones de un trozo de material se pueden determinar, midiendo el ancho, espesor y largo del mismo.

La operación de tamizado o cribado, se puede efectuar mediante máquinas vibratorias y se podría definir como la técnica de clasificar partículas de una muestra en términos de su capacidad o incapacidad que presentan para pasar a través de un orificio de dimensiones regulares. La técnica consiste en colocar la muestra de polvo en la parte superior de un juego de tamices o cribas, uno debajo del otro con una secuencia de reducción sucesiva del tamaño del orificio de la malla. El juego de tamices junto con la muestra (cantidad de material) se agita (se hace vibrar) y las partículas con las dimensiones adecuadas pasaran a través de las diferentes mallas, reteniéndose sobre aquellas las partículas que no presenten la capacidad de atravesarlas estas últimas serán las que entraran a la trituradora. Existen mallas con orificios hasta de 37 mesh tejidas comúnmente con finos alambres de bronce. (El termino **mesh** se utiliza para identificar la cantidad de orificios que existen en una pulgada lineal de malla, criba, tamiz o zaranda según la definición que se le otorgue)

1.3 Distribución Granulométrica

Se ha comprobado que resulta imposible obtener, por medio de la trituración en sus diferentes etapas, partículas que, en su totalidad, sean de volumen (tamaño) igual y uniforme. El material producido es de distintas dimensiones, el cual se clasifica de acuerdo a curvas bien definidas denominadas **curvas granulométricas**. Estudiando el comportamiento de los materiales en la trituración o desintegración se enuncia lo siguiente:

- El porcentaje de material fino aumenta a medida que aumenta el grado de trituración.
- Varias etapas de trituración producen menor cantidad de materiales muy finos (ultra finos), que la trituración equivalente a una sola etapa.
- La trituración de trozos planos produce más material fino que la de trozos en forma irregular.
- La forma media de los granos triturados varia con la ubicación en la escala de tamizado o cribado (después de pasar por la máquina de cribado). Los granos gruesos y finos (los extremos) son alargados, mientras que los medios tienen forma más cúbica.

Por lo tanto, el mineral o roca extraída de su estado natural como el que ya sufrió una o más etapas de reducción, se puede clasificar de acuerdo a su tamaño, así del tamaño que tienen las partículas a la salida de las máquinas trituradoras, se pueden distinguir las distintas etapas de trituración y molienda, entonces dependiendo de las dimensiones que presentan los pedazos más grandes del material inicial triturado se consideran aproximadamente las siguientes:

A) Trituración.

- Trituración gruesa: partículas de salida de 300 a 100 mm.
- Trituración media: partículas de salida de 50 a 25 mm.
- Trituración fina: partículas de salida: 25 a 2 mm.

B) Molienda.

- Molienda muy fina: partículas de salida de 2 a 0.075 mm.
- Molienda extra fina: partículas de salida de 0.075 a 0.001 mm.

En realidad, los trozos de materiales constituyen conjuntos de diversos tamaños, por consiguiente resultaría imposible, desde el punto de vista industrial, practicar uno a uno las mediciones señaladas anteriormente. En la industria, lo que se hace es clasificar los trozos con una serie de tamices como antes se menciona y, de acuerdo a los tamaños de los agujeros, se le asignan a las partículas dichos tamaños según pasen o no cada tamiz o criba. Posteriormente, el tamaño medio de la muestra se calculará.

1.4 Características de las Rocas

Las rocas son una mezcla compleja de compuestos inorgánicos y orgánicos, que conforman la corteza de la Tierra. Las características de las rocas nos dan una idea general acerca del comportamiento esperado en las operaciones de trituración y molienda. Las más relevantes son: dureza, resistencia a los distintos esfuerzos, peso específico, grado de humedad, forma y tamaño del grano, etc. La dureza, por ejemplo, determina el procedimiento de desintegración a seguir. El material rocoso se puede clasificar según su resistencia en:

- Blandos: de 50 a 250 kg/cm²
- Medios: de 500 a 1,000 kg/cm²
- Duros: de 1,000 a 2,500 kg/cm²
- Muy duros: más de 2,500 kg/cm²

Los duros y muy duros conviene que sean desintegrados por trituradoras que trabajen al aplastamiento y choque. Los medios y blandos, por otro lado, pueden ser tratados por máquinas que trabajen al frotamiento y al aplastamiento. En la **Tabla 1** se denota la resistencia y elasticidad de algunos materiales utilizados para trituración, estos valores sirven como orientación al momento de seleccionar la máquina trituradora.

Tabla 1. Resistencia y modulo de elasticidad de materiales muy utilizados en trituración.

Material	Limite de resistencia σ_R Kg/cm ²	Modulo de elasticidad E Kg/cm ²
Basalto	(2,500 - 5,000)	---
Basalto en masa	(300 - 1,500)	---
Granito muy duro	(3,500 - 4,000)	(6 x 10 ⁵)
Granito blando	(500 - 700)	---
Caliza	(250 - 1,900)	---
Cuarzo	(1,200 - 1,500)	(3 x 10 ⁵)
Mármol	(500 - 2,500)	---
Carbón de piedra	(20 - 290)	(7 x 10 ³ - 60 x 10 ³)

Fuente: V.S. Shubin, C. Pedre, Diseño de Maquinaria Industrial 4. Generalidades sobre trituración.

En la práctica, una industria que tritura un determinado material conoce de antemano las propiedades de éste, debido algunos estudios realizados a la materia prima antes de procesarse, además, se continua estudiando el material ya que éste puede presentar variaciones en sus propiedades conforme se va extrayendo de su estado natural. Un factor que se toma en cuenta, es el conocido como coeficiente de fricción del material a triturar (**Ver Tabla 2**) ya que conforme a este se puede predecir si los pedazos saltaran de la máquina al momento de ser triturados.

El grado de humedad del material es también otro factor importante dado que permite decidir, en la molienda, por ejemplo, el tipo a utilizar, seca o húmeda, e incluso el molino más conveniente. Por otro lado el peso específico de una roca (**Ver Tabla 3**) varía con el tamaño de partícula (el utilizado es el denominado peso específico aparente), por lo que permite calcular las capacidades reales de producción de la trituradora en función de los volúmenes a tratar y el grado de desintegración requerido. Conocer el comportamiento de los materiales antes de iniciar la trituración permite anteponer el proceso y el número de etapas necesarias para una desintegración deseada. Esto brinda las condiciones de hacer un uso eficiente de los procesos y dispositivos de trituración, tratando adecuadamente el material.

Tabla 2. Coeficiente de fricción de materiales movedizos y en pedazos.

Material	Coeficiente de fricción					
	Sobre acero		Sobre madera		Sobre concreto	
	f	fo	f	fo	f	fo
Antracita	0.29	0.84	0.47	0.84	0.51	0.9
Carbon fino	0.32	0.84	0.47	0.84	0.51	0.9
Carbon pardo y seco	0.58	1	0.7	1	0.7	1
Coque	0.47	1	0.84	1	0.84	1
Ceniza seca	0.47	0.84	0.84	1	0.84	1
Tierra, arena, grava	0.58	1	—	—	—	—
Piedra caliza	0.58	1	—	—	—	—
Diferentes minerales	0.58	1.19	—	—	—	—
Escoria	0.7	1.19	—	—	—	—
Carbon en polvo	1	2.77	—	—	—	—
f: en movimiento fo: en reposo						

Fuente: V.S. Shubin, C. Pedre, Diseño de Maquinaria Industrial 4. Generalidades sobre trituración.

Tabla 3. Propiedades de algunos materiales a granel.

Materiales	Peso específico aparente, t/m³	Propiedades principales.
Arcilla	0.55 0.85	Se agarrra, a veces abrasiva.
Arena seca Menor a 6 hr/día	1.50 1.60	Abrasiva.
Arena y grava	1.75 2.00	Abrasivas
Cal apagada	0.30 0.50	Se apelonona por la presión, sencible, a la humedad.
Carbón mineral	1.20 1.50	Muy abrasivo, aveces, corrosivo, si esta, humedo, polvo explosivo.
Cemento, clincas	1.20 1.30	En terrones, muy abrasivo.
Ceniza seca	0.55 0.65	Abrasiva, granular.
Coque en trozos	0.45 0.65	Muy abrasivo.
Cuarzo partido	1.60 1.75	Muy abrasivo.
Escorias	1.20 1.30	Muy abrasiva.
Grava	1.80	Abrasiva.
Marmol triturado	1.50 1.55	Abrasivo.
Mineral de cobre	2.00 2.40	En terrones, muy abrasivo.
Mineral de hierro	2.40	Abrasivo, a veces en grandes terrones.
Piedra arenisca partida	1.35 1.55	Abrasiva.
Piedra caliza pulverizada	1.30 1.40	Abrasiva, produce polvo.
Piedra caliza residuos de cribado ...	1.40 1.50	Abrasiva y pulverulenta.
Piedras clasificadas	1.30 1.60	Muy abrasivas.
Piedras sin clasificar	1.40 1.60	Muy abrasivas.
Sal en terrones	1.20 1.45	Higroscópica. Se adhiere al hierro y al acero, corrosiva, no es abrasiva.
Sal fina	1.20 1.30	Higroscópica. Se adhiere al hierro y al acero, corrosiva, no es abrasiva.
Sal gruesa	0.70 0.80	Higroscópica. Se adhiere al hierro y al acero, corrosiva, no es abrasiva.
Yeso calcinado	0.85 1.00	Algo abrasivo.
Yeso en terrones	1.35	Debe protegerse de la humedad.

Nota: Los valores indicados sirven solo como orientacion, las propiedades pueden variar.

Fuente: V.S. Shubin, C. Pedre, Diseño de Maquinaria Industrial 4. Generalidades sobre trituración.



Capítulo II

TRITURADORA DE MANDÍBULA DE SIMPLE EFECTO (TMSE)

2.1 Funcionamiento de una TMSE

2.2 Características de una TMSE

2.3 Elementos de transmisión de una TMSE

2.4 Materiales para la construcción de la TMSE

2.5 Tipo de soldadura

2.1 Funcionamiento de una TMSE

Para triturar o desintegrar un sin número de materiales o minerales existen diferentes tipos de máquinas y con el paso del tiempo se ha ido mejorando su construcción y diseño, con lo cual, ha surgido la especialización según el tipo de trituración. Entre estas diferentes variedades de máquinas podemos señalar **La trituradora de mandíbula**, denominada así, debido a su acción al triturar, la cual es similar al movimiento que ejerce una boca al masticar, es por eso que también es llamada machacadora de quijada.

Dentro de las trituradoras de mandíbula las cuales comprenden las denominadas de acción periódica, por su movimiento oscilatorio, se dividen otros tipos, pero de estas, una se estudiará en particular, la cual se conoce como **Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto (TMSE)**

Su simple funcionamiento da lugar a su nombre, una **TMSE** cuenta con dos mandíbulas, una fija y una móvil, que son las que producen la desintegración de las rocas con dicho movimiento de masticación. El movimiento de la mandíbula se logra por medio de un eje excéntrico giratorio, al cual están fijadas una volante y una polea, esta última acoplada por correas de transmisión a un motor, que puede ser eléctrico o de combustión. Cuando la mandíbula se acerca comprime las rocas que se encuentran en el interior de la máquina; cuando se aleja las piedras van cayendo por gravedad. Las rocas a triturar ingresan por la boca de carga, en la parte superior y salen por la parte inferior, las que durante su recorrido se van desintegrando. El eje está soportado por rodamientos muy rigurosos sujetos a la pared de la máquina ya que deben aguantar las cargas de gran impacto. En la parte inferior trasera de la pieza que soporta la mandíbula, llamado portamandíbula se encuentra una articulación, en la que se sujeta una placa riostra, dicha riostra se une en el extremo opuesto a un apoyo que se regula. La riostra, además de dirigir el movimiento, sirve como fusible del sistema, ya que cuando la máquina realiza un esfuerzo superior al previsto en sus dimensiones, se rompe en su punto más débil y evita la rotura de otros elementos mayores.

Las **TMSE** se utilizan principalmente para la desintegración de material grueso, duro y abrasivo, produciendo pedazos irregulares, puntiagudos y con aristas. Son muy susceptibles a la humedad, cuando se las alimenta con materiales húmedos o que tengan cierta plasticidad (pegajosos) pueden formarse atascos, principalmente, si la alimentación tiene una elevada proporción de finos, por lo tanto, no son apropiadas para ese tipo de materiales. Sin embargo, son capaces de triturar productos blandos y que discurren difícilmente, los cuales no es posible pasarlos por otra trituradora, por ejemplo, una trituradora giratoria. Generalmente una **TMSE** se usa en trituración primaria y eventualmente, en trituración secundaria. En estas el material se tritura mediante el aplastamiento o en combinación con la penetración y la flexión entre las mandíbulas fija y móvil. El tamaño de estas trituradoras para una determinada aplicación de triturado deberá elegirse según las dimensiones del material con que se ha de alimentar y de la capacidad de triturado que se desee.

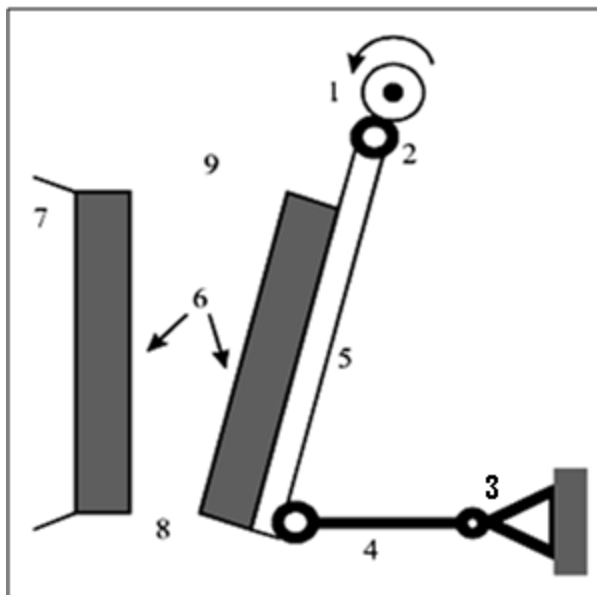
Trituradoras de mandíbulas serie C, Metso Minerals, Catálogo 1320-05-10, Tampere-Español, 2010.

2.2 Características de una TMSE

La **TMSE** se caracteriza por su estructura sencilla y firme, funcionamiento seguro y poco costo de producción y construcción, por eso hasta hoy su utilización es aplicada ampliamente en los departamentos industriales tales como metalurgia, química, material constructivo y minería.

Entre las ventajas principales de una **TMSE** podemos mencionar lo siguiente: sencillez y seguridad de construcción, amplia zona de empleo para triturar pedazos grandes de alta dureza, amplia relación de reducción y granulosidad homogénea (pedazos de similar tamaño) de producto terminado, compatibilidad y facilidad para el mantenimiento, un mejor rendimiento y capacidad en comparación a otros tipos de trituradoras, menor peso en relación con las dimensiones de la abertura de alimentación, poco ruido y mínima producción de material extra fino, lo que genera menos polvo, menor consumo de energía, lleva muy pocas piezas móviles, lo que significa un menor desgaste y una mayor seguridad de funcionamiento.

Por otro lado entre algunas de sus desventajas podemos decir: vibración durante la trituración, fallas en el trabajo a causa de roturas de piezas independientes por caídas de objetos irrompibles en la abertura de entrada, material estancado en el espacio de trabajo por alimentación irregular, no son apropiadas para materiales pegajosos o viscosos, desgaste mayor de las mandíbulas en comparación a otras trituradoras de acción periódica, este último factor puede tener una importancia solo relativa en ciertos tipos de trabajos, en la práctica podemos observar que pueden ser decisivos otros factores, como capacidad, peso o espacio ocupado por la máquina. Esta trituradora tiene por lo tanto muchas más ventajas que desventajas. A continuación (**Fig.2**) se muestran algunas de las partes principales de una **TMSE**.



- 1) Polea mayor
- 2) Eje excéntrico
- 3) Soporte de la placa
- 4) Placa riostra o de articulación
- 5) Portamandíbula
- 6) Mandíbulas.
- 7) Bastidor
- 8) Abertura de salida
- 9) Abertura de entrada

Fig.2. Esquema de TMSE. Series C, Metso Minerals, Catálogo 1320-05-10, Trituradoras de Mandíbula

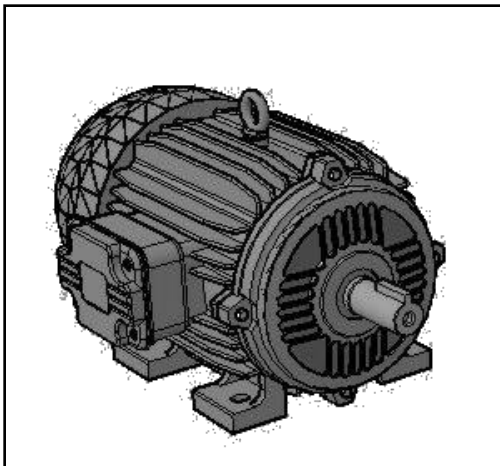
2.3 Elementos de transmisión de una TMSE

Los elementos que permiten la transmisión de potencia de una TMSE son denominados como:

- El accionamiento o motor
- La polea de conducción y conducida
- La banda de transmisión
- La chaveta o cuña de la polea

2.3.1 El accionamiento o motor

El funcionamiento o la puesta en marcha de la trituradora depende de un dispositivo de accionamiento que puede ser un motor eléctrico o bien un motor de combustión. Este primero es comúnmente el más utilizado debido a que produce muy poco ruido y vibración, no emite contaminación, genera menos calor, es más constante y eficiente, entre otros. El tamaño de un motor eléctrico depende de su potencia la que esta dada en KW o hp, la eficiencia de estos se clasifica según lo fabricantes en: estándar, alta y premium, y se dividen en dos tipos en general: monofásicos y trifásicos, de corriente directa (CD) o corriente alterna (CA) respectivamente. Hoy en día se fabrican motores para todo tipo de requerimiento, por ejemplo resistentes a factores ambientales tales como altas temperaturas, presencia de atmósferas corrosivas o explosivas, exposición a la intemperie o líquidos, o resistentes a otros factores como mayores variaciones de voltaje, etc.



Los motores tienen un número par de polos, en general de 2 a 12, esto determina la velocidad síncrona a la salida del motor para una corriente con una determinada frecuencia. Para el motor de inducción que es el más utilizado, la velocidad que genera disminuye con respecto a su velocidad síncrona a medida que la demanda de carga (par torsional) aumenta, a esta se le conoce como velocidad a plena carga y tiene un deslizamiento normal de aproximadamente un 5% de la inicial síncrona. Algunos motores conocidos como sincrónicos, trabajan exactos a su velocidad síncrona sin deslizamiento.

Fig.3. Dibujo de motor estándar Con patas.

Fuente: Siemens, catalogo general de Motores Eléctricos 2000

En la **Tabla 4** se muestran las velocidades síncronas y a plena carga para motores eléctricos (CA) a una corriente con frecuencia de 60 Hz.

Tabla 4. Velocidades para motores CA

No de polos	Velocidad síncrona (rpm)	Velocidad a plena carga (rpm)
2	3600	3450
4	1800	1725
6	1200	1140
8	900	850
10	720	690
12	600	575
Aproximadamente 95 % de la velocidad síncrona (deslizamiento normal)		

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4, Motores eléctricos y controles

Los motores eléctricos se diseñan con un factor de seguridad de funcionamiento que puede ser bajo, medio o alto, a este se le conoce como factor servicio (**Fs**). Un motor eléctrico con un determinado factor servicio se selecciona según la aplicación para la que se utilizará el motor, si no se selecciona correctamente el motor tendría que asumir una par torsional para lo que no fue diseñado y ocasionaría que este falle. En la **Tabla T.5** se representan algunas aplicaciones para motores eléctricos y el (**Fs**) recomendado.

Tabla 5. Factor de servicio según la aplicación del motor

Motores de CA: Alto par torsional			
Motores de CD: Bobinado en serie, bobinado compuesto			
Motores de Combustión: De 4 cilindros o menos			
Tipo de máquina impulsada	Factor Servicio (Fs)		
	Menor a 6 hr/día	De 6 a 15 hr/día	Mayor a 15 hr/día
Agitadores, sopladores, ventiladores, bombas centrífugas, transportadores ligeros.	1.1	1.2	1.3
Generadores, máquinas herramientas, mezcladores.	1.2	1.3	1.4
Elevadores de cangilones, máquinas textiles, molinos de martillos, transportadores pesados.	1.4	1.5	1.6
Trituradoras, molinos de bolas, malacates, extrusoras de hule.	1.5	1.6	1.8
Toda máquina que se pueda ahogar.	2	2	2

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4, Transmisiones por bandas y por cadenas

2.3.2 La polea de conducción y conducida

La polea conductora es la que se monta en el eje del accionamiento en este caso en el del motor eléctrico y la conducida es la que va en la maquina a accionar (La TMSE), cuando se utilizan para reducción de velocidad, que es el caso más común, la polea conductora es la de menor diámetro y la conducida la mayor.

Las poleas mas empleadas son ruedas con superficie acanalada para alojar la o las correas. En ella se distinguen tres partes: cubo, cuerpo y garganta. El cubo es la parte central que comprende el agujero, permite aumentar el grosor de la polea para aumentar su estabilidad sobre el eje, suele incluir un chavetero que fija la unión de la polea con el eje.

El cuerpo es el elemento que une el cubo con la garganta. En algunos tipos de polea está formado por radio o aspas a modo de ventilador para reducir peso y facilitar la ventilación de las máquinas.

La garganta es la parte de la polea que entra en contacto con la correa. Puede adoptar distintas formas (plana, semicircular, triangular), pero la más empleada hoy en día es la trapezoidal.



Las poleas se pueden hacer fundidas, soldadas o, estampadas en serie como en la construcción de automóviles. Las que más se emplean son las poleas de fundición con la particularidad de que las de pequeño diámetro se fabrican en forma de cilindro continuo; en las de diámetro mediano el cubo se une con el cuerpo mediante un disco, en las poleas de gran diámetro por aspas o radios

Fig.4. Polea de conducción y conducida en una transmisión de reducción, Fuente: Catalogo Gate 2010, Transmisión de potencia industrial.

2.3.3 La banda de transmisión

La banda de transmisión es un elemento flexible acopla la polea menor o conductora con la polea mayor o conducida, accionando al eje excéntrico, por medio de la potencia que trasmite el motor. Existen muchos tipos de bandas disponibles: planas, acanaladas, dentadas, trapezoidales y otras más. La mayor parte de las bandas tienen lonas de alta resistencia, colocadas en el diámetro de paso de la sección transversal de la banda,

para aumentar la resistencia a la tensión. Las cuerdas se fabrican con fibras naturales, sintéticas o de acero y se encierran en un compuesto de hule para dar la flexibilidad necesaria y que pase al rededor de la polea

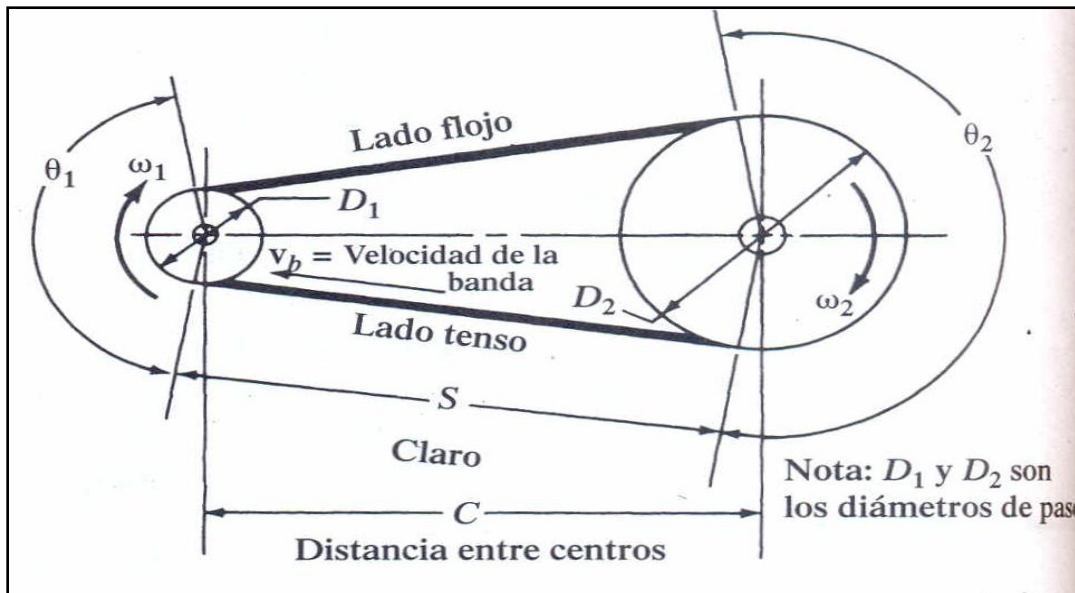


Fig.5. Geometría básica de una transmisión por banda. Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4, Transmisiones por bandas y por cadenas,

La banda se instala al colocarse alrededor de las dos poleas mientras se reduce la distancia en el centro entre ellas. Después estas se separan y se pone la banda en una tensión inicial bastante alta. Cuando se transmite la potencia, la fricción provoca que la banda se adhiera a la polea conductora, y a su vez, se incrementa la tensión en un lado al que se le denomina "lado tenso". La fuerza de fricción que se genera en la banda ejerce una fuerza tangencial sobre la polea acanalada que sería la conducida, por consecuencia, se aplica un torque al eje que es impulsado. El lado opuesto de la banda aun esta en tensión, pero de menor valor. Por lo tanto, se le da el nombre de "lado menos tenso", como se muestra en la Fig.5.

El ángulo de contacto (θ) es el que forma la correa con respecto a la superficie de la polea que está en contacto con la banda, este ángulo teóricamente es de 180° si la relación de transmisión es de 1:1. Para otro valor de transmisión se determina siempre el ángulo de contacto.

Al determinar el ángulo de contacto de la polea tanto conductora como conducida para efectos de diseño, se debe de tomar en cuenta un valor adicional llamado Factor de corrección por ángulo de contacto (C_θ), este factor se puede tomar por la Fig.6 conociendo el ángulo de contacto

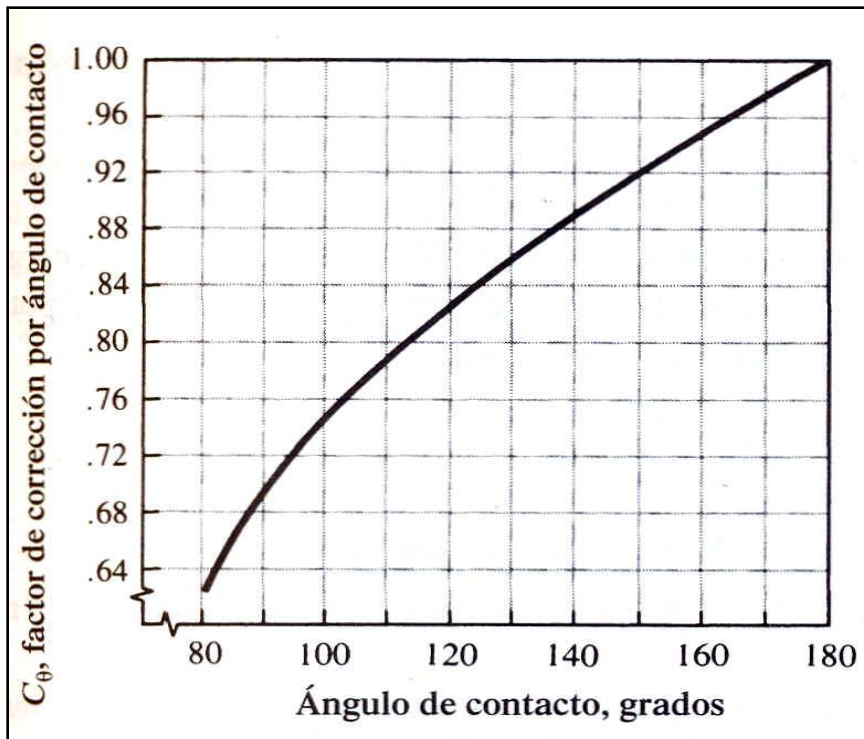


Fig.6. Factor de corrección para ángulo de contacto. Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4, Transmisiones por bandas y por cadenas.

Otro factor que se debe determinar es el factor de corrección por longitud de banda (**CL**). Este factor se agrega para reducir la frecuencia con la que determinada parte de la banda se encuentra con el máximo de esfuerzo al entrar a la polea conductora o menor. Se puede tomar por la **Fig.7**, para bandas: 3V, 5V y 8V conociendo la longitud de la banda en pulgadas.

El tipo de correa o banda de transmisión que se utilizará en la TMSE, son las conocidas como trapezoidales, denominadas así debido a que su sección transversal es un trapecio. Esta forma es un artificio para aumentar las fuerzas de fricción entre la correa y las poleas con que interactúan. Entre algunas características se pueden mencionar:

- Son llamadas bandas en “V”, su forma hace que la banda se acúñe firmante en la ranura de la polea, lo que incrementa la fricción.
- Se usan con poleas ranuradas de sección similar y distancias entre centros más cortas.
- Varias bandas pueden montarse paralelas en poleas ranuradas, por lo tanto, pueden constituir así una transmisión múltiple, para utilizarse en la transmisión de elevadas potencias.
- Las bandas o correas trapezoidales son, entre los tipos básicos de bandas, las que han adquirido mayor aplicación en la industria.

- La capacidad de carga de una banda trapezoidal es mayor que la de una plana debido al mayor coeficiente reducido de fricción.

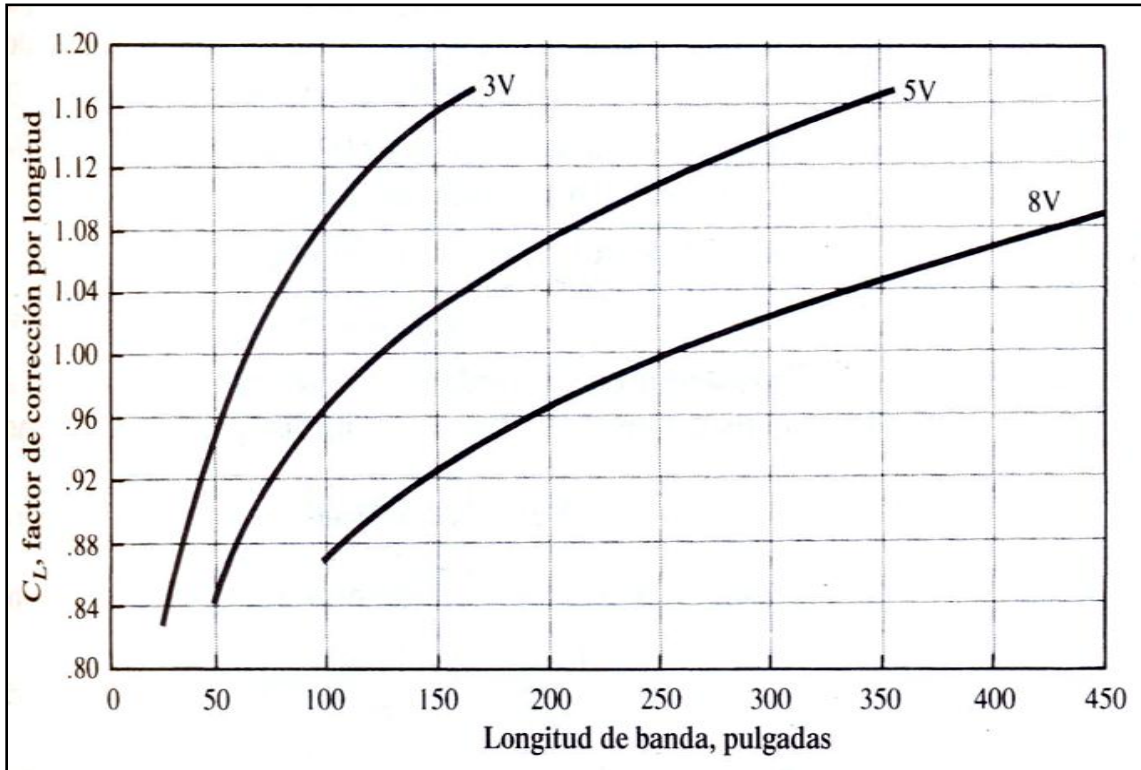


Fig. 7. Factor de corrección por longitud de banda. Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4, Transmisiones por bandas y por cadenas.

2.3.4 Chaveta o cuña de la polea

Se denomina chaveta o cuña a una pieza de sección rectangular o cuadrada que se inserta entre dos elementos que deben ser solidarios entre sí para evitar que se produzcan deslizamientos de una pieza sobre la otra. El hueco que se mecaniza en las piezas acopladas para insertar las chavetas se llama chavetero o cuñero. La chaveta tiene que estar muy bien ajustada y carecer de juego que pudiese desgastarla o romperla por cizallamiento.

En este caso el elemento a fijar es la polea conductora al eje del motor y la polea conducida al eje excéntrico de la TMSE, esta se debe de instalar primero en el chavetero del eje y después el del cubo se alinea con la chaveta y se desliza el cubo a su posición correcta. Los chaveteros en el eje y en el cubo se deben de diseñar para que exactamente la mitad de la altura de la chaveta se recargue en el lado del cuñero del eje, y la otra mitad entre en el cuñero del cubo.

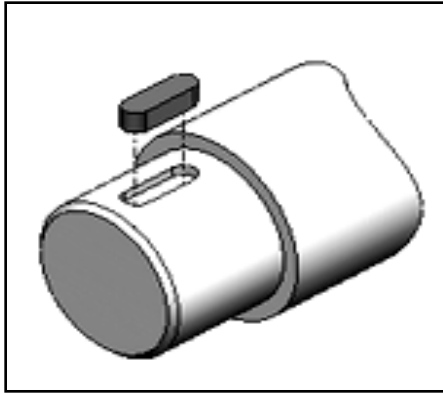


Fig.8. representación de ubicación de la chaveta. Fuente: Catalogo Gates 2010, Transmisión de potencia industrial

Las chavetas se fabrican con más frecuencia, con acero al bajo carbón, estirado en frío, por ejemplo AISI 1020 con una resistencia y una ductilidad adecuada para la mayoría de las aplicaciones. Si el acero de bajo carbón no tiene la resistencia suficiente, se podría usar uno con más contenido de carbón, también laminado en frío, sin embargo el material debe de conservar una buena ductilidad indicada por el porcentaje de elongación mayor al 10%, aproximadamente.

Tabla 6. Tamaño de la cuña en función del diámetro del eje

Tamaño nominal del eje		Tamaño nominal de la cuña		
Más de	Hasta (incl.)	Ancho, W	Altura, H	
			Cuadrada	Rectangular
5/16	7/16	3/32	3/32	
7/16	9/16	1/8	1/8	3/32
9/16	7/8	3/16	3/16	1/8
7/8	1 1/4	1/4	1/4	3/16
1 1/4	1 3/8	5/16	5/16	1/4
1 3/8	1 1/2	3/8	3/8	1/4
1 1/2	2 1/4	1/2	1/2	3/8
2 1/4	2 3/4	5/8	5/8	7/16
2 3/4	3 1/4	3/4	3/4	1/2
3 1/4	3 3/4	7/8	7/8	5/8
3 3/4	4 1/2	1	1	3/4
4 1/2	5 1/2	1 1/4	1 1/4	7/8
5 1/2	6 1/2	1 1/2	1 1/2	1
6 1/2	7 1/2	1 3/4	1 3/4	1 1/2
7 1/2	9	2	2	1 1/2
9	11	2 1/2	2 1/2	1 3/4
11	13	3	3	2
13	15	3 1/2	3 1/2	2 1/2
15	18	4		3
18	22	5		3 1/2
22	26	6		4
26	30	7		5

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4, Cuñas, acoplamientos y sellos.

El tipo más común de chavetas o cuñas para ejes de hasta 6.5" de diámetro, es el tipo cuadrada, la de tipo rectangular se recomienda para ejes más grandes, y para ejes pequeños donde se pueda tolerar la menor altura. En la **Tabla 6**. Se muestran los tamaños de cuñas en pulgadas según el diámetro del eje, Son preferibles los valores en las aéreas no sombreadas.

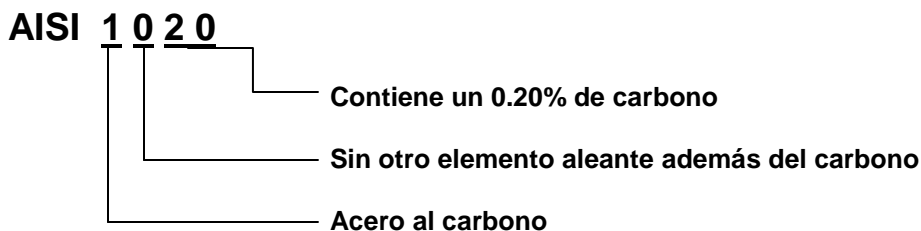
2.4 Materiales para la construcción de la TMSE

Los elementos de máquinas se fabrican, a menudo, con metales o aleaciones metálicas como el acero, aluminio, hierro colado, zinc, titanio o bronce. Es posible que el acero sea el material más usado en los elementos de máquinas por sus propiedades de gran resistencia, gran rigidez, durabilidad y facilidad relativa de fabricación. Hay diversos tipos de aceros disponibles pero en esta sección se describirán únicamente los que se utilizaran en el diseño de la TMSE.

Aunque la mayor parte de las aleaciones de acero contienen menos del 1% de carbón, este se incluye en la designación debido a sus efectos sobre las propiedades del acero. A medida que aumenta el contenido de carbón, también aumenta la resistencia y la dureza, con las mismas condiciones de procesamiento y tratamiento térmico. Por otro lado la ductilidad disminuye al aumentar el contenido de carbono, por esto la selección de un acero adecuado implica cierto compromiso entre resistencia y ductilidad.

2.4.1 Designación por las normas AISI

El AISI (Instituto Estadounidense del Hierro y Acero, por sus siglas en ingles) usa un sistema de designación con cuatro dígitos para el acero al carbón y aleado, los dos primeros dígitos señalan el grupo específico de las aleaciones que identifica a los principales elementos aleantes, aparte del carbono. Los dos últimos dígitos indican la cantidad de carbono que lleva el acero, por ejemplo:



Como esquema burdo de clasificación, un acero al bajo carbón es aquel que tiene menos de 0.30% de carbono. Estos aceros tienen relativamente baja resistencia, pero buena capacidad para darles forma. En aplicaciones a elementos de máquinas que no se requieren grandes resistencias se especifican con frecuencia.

Los aceros al medio carbón, o aceros medios, contienen de 0.30 a 0.50% de carbono. La mayoría de los elementos de máquinas que requieren resistencia de moderada a alta, con requisitos de ductilidad bastante buena y dureza moderada provienen de este grupo.

Los aceros de alto carbón tienen de 0.50 a 0.95% de carbono. El alto contenido proporciona mejores propiedades de desgaste adecuadas para aplicaciones donde se requieren filos cortantes y duraderos que están sometidos a una abrasión constante.

Acero estructural

La mayor parte de los estructurales reciben la designación de los números ASTM (Asociación Estadounidense para Pruebas y Materiales, por sus siglas en inglés) un grado frecuente que se utiliza, es el material ASTM A36 que es muy dúctil. Es un acero de bajo carbón y laminado en caliente, disponible en láminas, placas, barras y perfiles estructurales como: vigas, canales y ángulos.

Acero para resortes

En un resorte se puede usar virtualmente cualquier material elástico. Sin embargo, en la mayor parte de aplicaciones mecánicas se usa alambre metálico: de acero de alto carbón, acero aleado, acero inoxidable, latón, bronce, cobre al berilio o aleaciones a base de níquel. La especificación del diámetro necesario del alambre es uno de los factores más importante del diseño de resortes, el alambre se fabrica en piezas de diámetro estándar que abarcan un rango muy amplio. La resistencia para determinado material es mayor para los tamaños menores de alambre, el esfuerzo cortante que resiste el alambre depende del diámetro y la clase, que puede ser: servicio ligero, servicio promedio y servicio severo. En la **Fig.9** se puede determinar los esfuerzos para algunos diámetros de alambre de acero A227 con respecto a su clasificación.

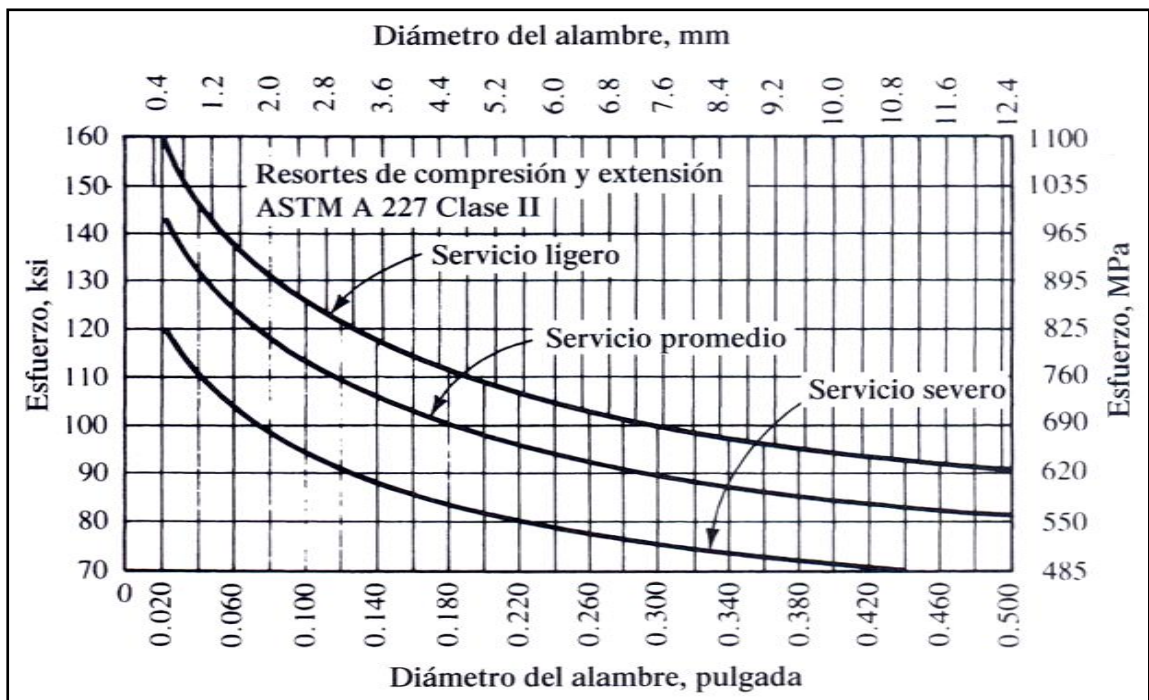


Fig.9. Esfuerzos cortantes de diseño para alambres de acero ASTM A227. Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4. Resortes.

Aceros para pernos y tornillos

En las máquinas, la mayoría de los tornillos son de acero, por su alta resistencia, gran rigidez, buena ductilidad y buena facilidad de maquinado y formado. Pero se puede usar diversas composiciones y condiciones del acero. La resistencia de los aceros para tornillos y pernos se usa para determinar su grado, de acuerdo con una de varias normas con frecuencia se dispone de tres capacidades de resistencia: las conocidas resistencia a la tensión, y resistencia a la fluencia, y la resistencia de prueba, esta última se parece al límite elástico, y se define como el esfuerzo al cual el perno o tornillo sufriría una deformación permanente. En el caso normal es de 0.9 a 0.95 la capacidad de la resistencia de fluencia.

El grado de aceros para tornillos o pernos viene dado según las especificaciones para las normas: SAE, ASTM, y Métricas.

Materiales seleccionados

Entre los materiales seleccionados en el diseño de la TMSE se pueden mencionar algunas de sus propiedades generales:

- **AISI 1020:** adecuado en piezas moldeadas en láminas; partes maquinadas, piezas de uso general, en forma de barras, palancas, cuñas, eslabones, pasadores.
- **AISI 1040:** adecuado para construcción de elementos de máquinas, donde se requiera resistencia y ductilidad, tales como ejes, chumaceras, ruedas dentadas. Buena capacidad de maquinado
- **AISI 1045:** adecuado para la fabricación de ejes, arboles, engranajes, piezas forjadas, que requieran buena dureza y temple.
- **ASTM A36:** adecuado para la construcción de, estructuras, vigas, angulares, bastidores. Muy dúctil y de bajo costo.
- **ASTM A227:** acero de uso general al carbón para la construcción de resortes. Resistente y de bajo costo.

Resistencia de fluencia (σ_y)

Esta propiedad indica que en realidad, el material ha cedido o se ha alargado en gran medida, en forma plástica y permanente, con respecto a su punto de fluencia o límite elástico, cuando el material está en el límite elástico, este puede volver a su estado inicial sin deformarse por su propiedad dúctil, cuando llega a la resistencia de fluencia la deformación es permanente. Esto es típico de un acero al carbón simple, laminado en caliente.

Resistencia a la tensión (σ_u)

La resistencia a la tensión es el esfuerzo máximo que soporta el material antes de romperse o fracturarse. Se considera que el punto máximo de la curva esfuerzo deformación unitaria es la resistencia última a la tensión o simplemente resistencia a la tensión.

Resistencia al corte directo (τ)

Tanto la resistencia de fluencia como la resistencia última al corte son importantes propiedades de los materiales. Se considera como el punto donde llega a ceder o fragmentarse el material. Este esfuerzo se considera en pernos, pasadores, barras y chavetas que unen dos elementos de máquina.

2.5 Tipo de soldadura

Se utilizara soldadura por arco, esta es la unión de dos o más partes de metal, de la misma o semejante composición hasta formar una sola pieza por medio de fusión localizada. Los tipos de soldadura de mayor importancia son:

Soldaduras de filete

Las soldaduras de filete son usadas para hacer juntas de enfrentamiento perpendicular como esquinas y las juntas "T" y como su propio símbolo lo sugiere estas soldaduras son, básicamente, triangulares vistas desde su sección (**Fig.10, a**), aunque su forma no es siempre un triángulo perfecto o isósceles.

Soldaduras de ranura

Las soldaduras de ranura se hacen en placas traslapadas, relleno por completo, con metal de aportación, un agujero, circular o alargado, hecho en una de ellas, (**Fig.10, b**) cuyo fondo está constituido por la otra.

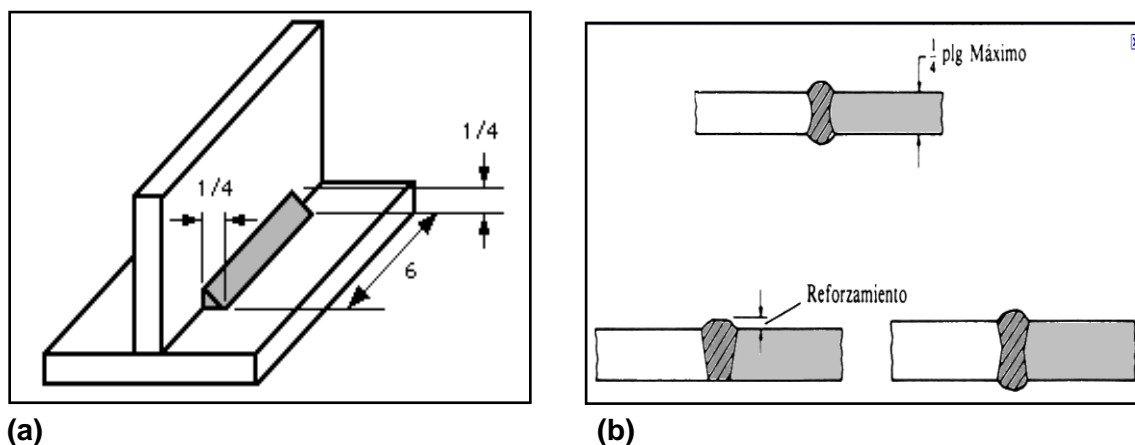


Fig.10. Tipos de soldadura. Fuente: P. T. Houldcroft, Tecnología de los Procesos de Soldadura

Tipos de cordones

El cordón de soldadura es el elemento que une las piezas en la junta de soldadura. Este elemento de unión es formado por el material fundido de las dos piezas más el material de aportación cuando lo hay. Algunos de los cordones más comunes son:

- Cordón a tope
- Cordón angular
- Cordón reforzado
- Cordón plano
- Cordón aligerado

Tipos de uniones soldadas.

La preparación de las piezas a soldar es parte fundamental del proceso de soldadura ya que esta afecta las caras a unir. Existen cinco tipos básicos de uniones para integrar dos partes de una junta estas se definen de la siguiente forma:

- Unión empalmada (a tope). en este tipo de unión, las partes se encuentran en el mismo plano y se unen en sus bordes.
- Unión de esquina. las partes en una unión de esquina forman un ángulo recto y se unen en la esquina del ángulo.
- Unión superpuesta (traslape). esta unión consiste en dos partes que se superponen.
- Unión en T. En la unión en T, una parte es perpendicular a la otra en una forma parecida a la letra T.
- Unión de bordes. las partes en una unión de bordes están paralelas con al menos uno de sus bordes en común y la unión se hace en el borde común.

2.5.1 Selección del electrodo para soldadura de arco

El electrodo ideal es aquel que suministra una buena estabilidad de arco, un cordón de soldadura liso y bien presentado, una buena velocidad de depósito, escasez de proyecciones, máxima resistencia y fácil eliminación de la escoria. Para alcanzar estas características hay que considerar diversos factores a la hora de seleccionar el electrodo:

- **Característica del metal base:** Una soldadura de buena calidad debe tener tanta resistencia como el metal base, antes de acometer cualquier operación de soldadura debemos asegurarnos de la composición química del metal base y seleccionar el electrodo recomendado para este material.
- **Diámetro del electrodo:** Como regla general, es recomendable evitar utilizar electrodos de diámetro superior al espesor de las piezas a soldar.
- **Corriente de trabajo:** Hay electrodos que solo funcionan en corriente continua con una polaridad determinada. Otros funcionan bien en corriente continua y en corriente alterna. Se debe seleccionar la corriente adecuada.
- **Rendimiento en el trabajo:** La velocidad de aportación es un factor muy importante en cualquier trabajo de producción. Cuanto mayor es la velocidad de soldadura, menor es el costo.
- **Condiciones de servicio:** Los requerimientos en la pieza que se trata de soldar, pueden demandar una soldadura para condiciones especiales. Por ejemplo, gran resistencia a la corrosión, gran ductilidad o mayor resistencia a tracción.

Los tipos de electrodos seleccionados para el diseño de la TMSE y algunas de sus propiedades generales son:

- **Electrodo E6013:** un electrodo para soldar en todas las posiciones y se aplica excepcionalmente bien con corriente alterna. De uso general para acero al bajo carbono y estructural.
- **Electrodo E7018:** un electrodo diseñado especialmente para soldaduras para aceros al carbono medio de alta resistencia e incluso de baja aleación. Se pueden utilizar con corriente alterna o directa, produce un cordón de buena apariencia.
- **Revestimiento duro Stoddy 2134:** se adhiere con facilidad a aceros al carbono de bajo y alto contenido, diseñado para equipos de movimiento de tierra, piezas de trituradoras y herramientas expuestas a abrasión severa e impacto, alta resistencia a la compresión. Se utiliza con corriente alterna y directa.

La soldadura con arco eléctrico tiene la ventaja de ser muy versátil y adecuada para hacer trabajos en muchas condiciones, producir soldaduras de alta calidad, depositar el metal con rapidez y ser competitivo en cuanto al costo en muchos casos. La soldadura por arco eléctrico se hace con más eficiencia utilizando tanta corriente como lo permiten el trabajo y el equipo. Una corriente intensa significa que el metal se funde con más rapidez, la penetración es más profunda y se requieren menos pasadas.

Capítulo III

DISEÑO Y CÁLCULO DE UNA TMSE

3.1 Selección de datos

3.2 Determinación de las dimensiones iniciales de la TMSE

3.3 Cálculo de capacidad y potencia

3.4 Cálculo de las fuerzas que actúan en la TMSE (P)

3.5 Cálculo del eje excéntrico

3.6 Cálculo de los rodamientos para la TMSE

3.7 Cálculo de los componentes internos de la TMSE

3.8 Cálculo de la estructura de la TMSE

3.9 Masa aproximada de la TMSE

3.1 Selección de datos

Antes de emprender el desafío de un diseño mecánico se deben conocer ciertos valores iniciales, conforme a los cuales se empezara a calcular. El diseño a realizar es el de una **Trituradora de Mandíbulas de Simple Efecto o TMSE**, conforme a este, se seleccionarán los siguientes datos:

- El material a triturar se clasificara como duro y de dureza media, este comprenderá rocas de paredones montañosos, rocas de canteras para la producción de piedrín, también escombros de construcción para efecto de reciclaje, y otras rocas de dureza media. Denominaremos dicho material, en general, como **piedras sin clasificar**. (ver Tabla 3 Propiedades de algunos materiales a granel)
- La trituradora se pretende utilizar para una segunda etapa de triturado, o para piedras de dimensiones para triturado medio, el tamaño mayor de los pedazos iniciales de material a procesar, a los que se llamará (**d_i**) se adoptara:

$$d_i = 200 \text{ mm}$$

- El tamaño promedio de los pedazos que saldrán de la trituradora, a los que se llamará (**d_f**), será:

$$d_f = 50 \text{ mm}$$

- El grado o relación de reducción, al que se llamará (**i**) se determinará por la diferencia de la dimensión de los pedazos de entrada entre la dimensión de los pedazos de salida, por lo tanto:

$$i = d_i / d_f = 200 \text{ mm} / 50 \text{ mm} = 4$$

- La máquina se pretende que trabaje un promedio normal de 10 horas por día, pero se diseñara para que resista jornadas duras de hasta 24 horas diarias, por si se requieren estas condiciones.

3.2 Determinación de las dimensiones iniciales de la TMSE

El primer paso es determinar las dimensiones básicas de la trituradora, donde entrará el material a reducir.

3.2.1 Ancho de la boca de la TMSE (**A**)

El ancho de la boca de entrada se debe elegir generalmente de 15 a 25% mayor que la dimensión máxima de los pedazos iniciales (**d_i**)

$$A = (1.15 \text{ hasta } 1.25) \times d_i$$

Se Toma: 1.25

$$A = 1.25 \times 200 = \mathbf{250.000 \text{ mm.}}$$

3.2.2 Longitud de la boca de la TMSE (L_B)

La longitud de la boca de entrada debe ser también mayor que la dimensión máxima de los pedazos iniciales (d_i). Esta longitud puede expresarse a través de la siguiente fórmula:

$$L_B = m \times d_i + (0.15 \text{ hasta } 0.25) \times d_i.$$

Donde “m” es la compensación de longitud, esta tiene un valor determinado entre 1, 2, 3.... etc. Según el aumento que se requiera con respecto a d_i

Se toma: $m = 2$ y 0.15

$$L_B = (2 \times 200) + (0.15 \times 200) = 430.000 \text{ mm.}$$

3.2.3 Recorrido de la mandíbula en la parte inferior (S)

El recorrido en la parte inferior comprende la distancia que se desplaza la mandíbula móvil adicional a la abertura de salida en el momento que se tritura el material.

Se toma “S” dentro de los límites (desde 5.0 hasta 30 mm) los valores menores para las trituradoras pequeñas y los mayores para las grandes. Esta distancia debe ser mínima en comparación con (d_f), para obtener un producto de salida más homogéneo.

Entonces:

$$S = 15.000 \text{ mm}$$

3.2.4 Ángulo de fricción (φ)

Este ángulo se calcula mediante el coeficiente de fricción del material (f). Al calcular su valor se puede determinar posteriormente el ángulo de sujeción entre las mandíbulas.

Entonces:

Se tomará de la Tabla.2 el coeficiente dado para “Diferentes minerales” equivalente al material denominado (Piedras sin clasificar) donde $f = 0.58$

Por lo tanto:

$$\varphi = \arctan f$$

Entonces:

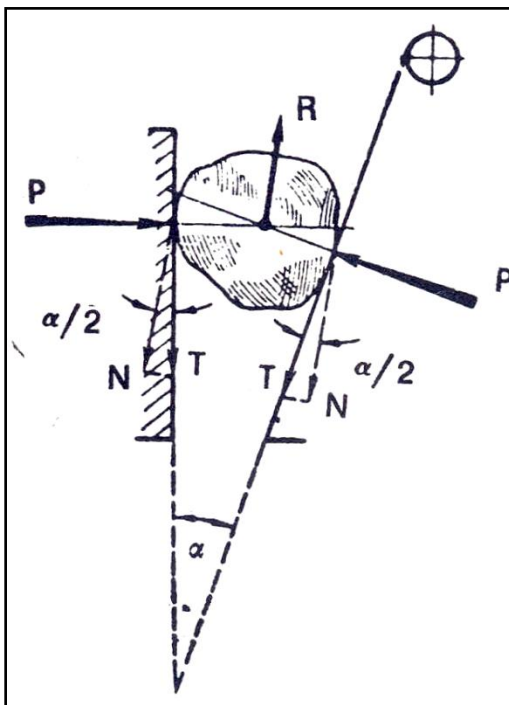
$$\varphi = \arctan (0.58) \approx 30^\circ$$

3.2.5 Ángulo de sujeción entre las mandíbulas

Al determinar el ángulo de sujeción (α) se debe de tener siempre en cuenta que este no debe ser mayor que el doble del ángulo de fricción, ya que de no considerarse, los pedazos de material saldrían despedidos de la boca de la trituradora al tratar de ser comprimidos por las mandíbulas (Fig.11), además, disminuiría el grado de trituración que se puede obtener. El valor del ángulo se puede tomar generalmente entre los valores de (19° a 21°) respetando siempre lo antes mencionado.

Se toma:

$$\alpha = 20^\circ$$



(**P**) es la fuerza de aplastamiento que ejercen las mandíbulas sobre el pedazo de material, (**N**) es la fuerza de retención resultante de (**T**) fuerza de fricción y ($\alpha/2$) ángulo de sujeción, (**R**) es la fuerza de reacción que empuja hacia afuera de la boca el material.

Fig. 11. Esquema de fuerzas conjuntas que actúan con el ángulo de sujeción. Fuente: V.S. Shubin, C, Pedre, Diseño de Maquinaria Ind.4, Generalidades sobre trituración.

3.2.6 Altura de la pared delantera (H)

Una vez que se toma un valor para el ángulo de sujeción se puede determinar la altura de la pared delantera de la TMSE por medio de la siguiente ecuación:

$$H = \frac{A - e}{\tan \alpha}$$

Donde “e” es la dimensión de la abertura de salida la que será igual a (d_f)

$$e = d_f = 50 \text{ mm}$$

Entonces:

$$H = \frac{250-50}{\tan(20^\circ)} = 549.49 \text{ mm}$$

Redondeado:

$$H = 550 \text{ mm}$$

3.3 Cálculo de capacidad y potencia

Una vez que se han determinado las dimensiones iniciales de la TMSE se procederá a calcular la capacidad y potencia ya que ambas se relacionan. A mayor capacidad de diseño se demandará mayor potencia.

3.3.1 Revoluciones en el eje excéntrico (n)

Comprende la velocidad a la que gira el eje dada en revoluciones por minutos (rpm), esta se puede calcular por la siguiente ecuación:

$$n = 66.5 \sqrt{\frac{\tan 20^\circ}{S}}$$

Donde el valor en metros de $S = 0.015$

$$n = 66.5 \sqrt{\frac{\tan 20^\circ}{0.015}} = 327.57 \text{ rpm}$$

Redondeado:

$$n = 328 \text{ rpm}$$

3.3.2 Capacidad de la TMSE (G)

La capacidad de la trituradora se denomina con la letra G , que está dada en t/h por la siguiente ecuación:

$$G = \frac{60 \times \mu \times \gamma_a \times n \times L_B \times S \times d_f}{\tan \alpha}$$

Donde (γ_a) es el peso específico aparente del material y se selecciona de la Tabla.3, para el material (Piedras sin clasificar) donde se toma:

$$\gamma_a = 1.4 \text{ t/m}^3$$

μ : es el coeficiente de variación del peso específico aparente y oscila dentro de los límites de (0.4 a 0.6) este tiene en cuenta el llenado incompleto del volumen a triturar, por lo tanto se tomara:

$$\mu = 0.5$$

Entonces se calcula G introduciendo el valor de " L_B , S y d_f " en metros:

$$G = \frac{60 \times 0.5 \times 1.4 \times 328 \times 0.43 \times 0.015 \times 0.05}{\tan 20^\circ} = 12.206 \text{ t/h}$$

3.3.3 Potencia requerida de la trituradora (N_r)

Para calcular la potencia requerida de la trituradora se deben de conocer varios factores, uno de estos es la eficiencia de la máquina, la cual se denomina por la letra griega (η) en general este valor se estima entre (32 a 37 %) se tomara:

$$\eta = 32\% (0.32)$$

Otro factor que es necesario conocer es el valor del límite de resistencia del material que se denomina con las letras (σ_R) y se toma para un material calificado como duro (ver capítulo 2, Características de las rocas) entonces para el material piedras sin clasificar:

$$\sigma_R = 1,200 \text{ kg/cm}^2$$

También se debe conocer el valor del módulo de elasticidad del material (E) que se toma de la Tabla.1 para un material con un límite de resistencia similar al material que se triturará. Se seleccionará el del cuarzo entonces su valor es:

$$E = 300,000 \text{ Kg/cm}^2$$

Ahora la potencia requerida de a TMSE, puede calcularse en (Kw) por:

$$N_r = 13.7 \times 10^{-8} \frac{\sigma_R^2 \times G}{\eta \times E \times \gamma_a} \times \log i$$

Entonces:

$$N_r = 13.7 \times 10^{-8} \frac{(1,200)^2 \times (12.206)}{0.33 \times 300,000 \times 0.0014} \times \log 4 = 10.460 \text{ Kw}$$

3.3.4 Potencia nominal de la trituradora (N)

Una vez que se calcula la potencia requerida, se puede determinar la potencia nominal con la que trabajará la TMSE, esta debe ser 50% mayor que la que se calcula.

Entonces:

$$N = 10.460 \times 1.5 = 15.69 \text{ Kw}$$

Normalizando el valor dado, según potencia de motores eléctricos estándar, se tomará:

$$N = 15 \text{ Kw}$$

3.3.5 Relación de transmisión (z)

La relación de transmisión de la máquina comprende el grado de reducción dado por la velocidad de salida del motor eléctrico entre la velocidad esperada a la entrada del eje excéntrico.

Entonces:

Se selecciona de la Tabla 4, Capitulo 2, para la TMSE un motor trifásico de 8 polos 15, Kw, por la baja velocidad del motor (V_m).

Se calculará con la velocidad a plena carga, considerando un deslizamiento normal, para 8 polos se tendrá que:

$$V_m = 850 \text{ rpm}$$

Donde:

$$z = \frac{V_m}{n}$$

Por lo tanto:

$$z = \frac{850 \text{ rpm}}{328 \text{ rpm}} = 2.59$$

3.3.6 Diámetro de la polea conductora (D_1)

La polea conductora en este caso la polea menor es la que se sujeta al eje del motor. El diámetro de esta, se seleccionará tentativamente, considerando siempre los valores estándares.

Entonces se toma:

$$D_1 = 150 \text{ mm}$$

3.3.7 Diámetro de la polea conducida (D_2)

Una vez que se tiene el diámetro de la polea conductora, se puede calcular el diámetro de la polea conducida, mediante la siguiente ecuación:

$$D_2 = \frac{V_m \times D_1}{n}$$

$$D_2 = \frac{850 \times 150}{328} = 388.719 \text{ mm}$$

Se toma:

$$D_2 = 400 \text{ mm}$$

3.3.8 Distancia entre centros (C)

Esta distancia comprende la dimensión que se deja entre el centro de una polea al centro de la otra. Para determinar esta se debe considerar lo siguiente:

$$D_2 < C < 3 \times (D_2 + D_1)$$

Por lo tanto:

$$400 < C < 3 \times (400 + 150)$$

Donde:

$$400 < C < 1,650$$

Asumimos entonces dentro del rango:

$$C = 600 \text{ mm (con intención de conservar espacio)}$$

3.3.9 Longitud de la banda de transmisión (L)

Al calcular su longitud se debe considerar que no sea ni muy larga ni muy corta. Para evitar esto se calcula en función de “ C ” usando la siguiente fórmula:

$$L = 2C + 1.57 (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4C}$$

Por lo tanto:

$$L = 2(600) + 1.57 (400 + 150) + \frac{(400-150)^2}{4(600)}$$

Entonces:

$$L = 1200 + 863.5 + 26.0416 = \mathbf{2,089.54 \text{ mm}}$$

Según longitudes de bandas Gates (ver Fig. 28, anexos I) normalizadas en “mm” se selecciona banda 5V número XPB2120/5V840 con una longitud:

$$L = \mathbf{2,120 \text{ mm}}$$

3.3.10 Ángulo de contacto de la correa (θ_1)

Para la polea conductora o menor:

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1} \left[\frac{400 - 150}{2 (600)} \right] = 155.95^\circ$$

Redondeado:

$$\theta_1 = \mathbf{156^\circ}$$

Para la polea conducida o mayor:

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{D_2 - D_1}{2C} \right]$$

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1} \left[\frac{400 - 150}{2 (600)} \right] = 204.04^\circ$$

Redondeado:

$$\theta_2 = \mathbf{204^\circ}$$

3.3.11 Cálculo de la potencia de diseño (P_d)

La potencia de diseño se calcula conociendo el factor de servicio (F_s) que debe tener el motor para la aplicación requerida, este se debe de multiplicar por la potencia nominal.

Entonces:

Se selecciona de la Tabla 5, Capítulo 2, el “ F_s ” para un motor que trabaje más de 15 hrs al día y que tenga un alto par torsional, para mayor seguridad.

Para máquinas trituradoras tenemos:

$$F_s = 1.8$$

Por lo tanto para la potencia de diseño:

$$P_d = P_n \times F_s$$

$$P_d = 15 \times 1.8 = 27 \text{ Kw}$$

3.3.12 Cálculo de la potencia corregida por banda (P_c)

La potencia corregida por banda se utiliza para determinar la capacidad que debe tener la banda y de esta manera conocer la cantidad de bandas que se recomienda utilizar en la transmisión, para calcular este valor se deben de conocer algunos factores tales como:

Factor de corrección para θ_1 (C_θ)

Se determina por la **Fig. 6**, Capítulo 2, para un ángulo $\theta_1 = 156^\circ$

Entonces se selecciona:

$$C_\theta = 0.94$$

Factor de corrección por longitud de banda (C_L)

Se determina por la Fig. 7, del Capítulo 2

Como los valores en la tabla para las dimensiones de banda 5V están en pulgadas se debe convertir para tomar el valor equivalente.

Por lo tanto:

$$1 \text{ pulg} = 25.4 \text{ mm}$$

Entonces:

$$\frac{2,120 \text{ mm}}{25.4 \text{ mm}} = 83.46'' = L$$

$$L = 84''$$

Se selecciona para 84'':

$$C_L = 0.94$$

Potencia nominal por banda (P_n)

Se selecciona de la Fig. 29, de anexos 1, una potencia nominal para una velocidad de banda de 870 rpm y un diámetro de polea menor a 7''

Entonces como el valor se selecciona para un diámetro en pulgadas:

$$D_1 = 150 \text{ mm} = 5.905''$$

Por lo tanto:

$$P_n = 9 \text{ hp}$$

Potencia agregada en función de la relación de velocidades (P_a)

Se selecciona de la Fig. 30, Anexos 1, la potencia que se debe agregar a la potencia nominal para banda, según la relación de velocidades y la salida del motor.

Para una relación de velocidad de 2.59 y 870 rpm de velocidad de banda aproximadamente, se tiene que:

$$P_a = 0.94$$

La suma de los dos valores se denominará (P)

Entonces:

$$P = 9 + 0.94 = 9.94 \text{ hp}$$

Como los valores se requieren en Kw se convierte:

$$1 \text{ hp} = 0.746 \text{ Kw}$$

$$9.94 \times 0.746 = 7.415 = P$$

$$P = 7.415 \text{ Kw}$$

Una vez determinados todos los factores se calcula (P_c):

Donde:

$$P_c = C_\theta \times C_L \times P$$

$$P_c = 0.94 \times 0.94 \times 7.415 = 6.551 \text{ Kw}$$

3.3.13 Determinación de la cantidad de bandas (Z_n)

El No de bandas se calcula por la potencia de diseño (P_d) entre la potencia corregida por banda (P_c):

$$Z_n = \frac{P_d}{P_c} = Z_n = \frac{27 \text{ Kw}}{6.55 \text{ Kw}} = 4.122$$

Entonces:

Se utilizaran 4 bandas para la transmisión

3.3.14 Dimensiones de la polea

Una vez que se ha determinado la cantidad de bandas, se procede calcular las dimensiones de las poleas para la transmisión de la TMSE.

Ancho de la polea (B)

El ancho de una polea para bandas múltiples se puede calcular por la fórmula siguiente:

$$B = (Z_n - 1) \times d + 2e$$

Donde según catalogo de poleas estándar para Bandas tipo "V" (ver tabla para poleas anexos) se tiene que:

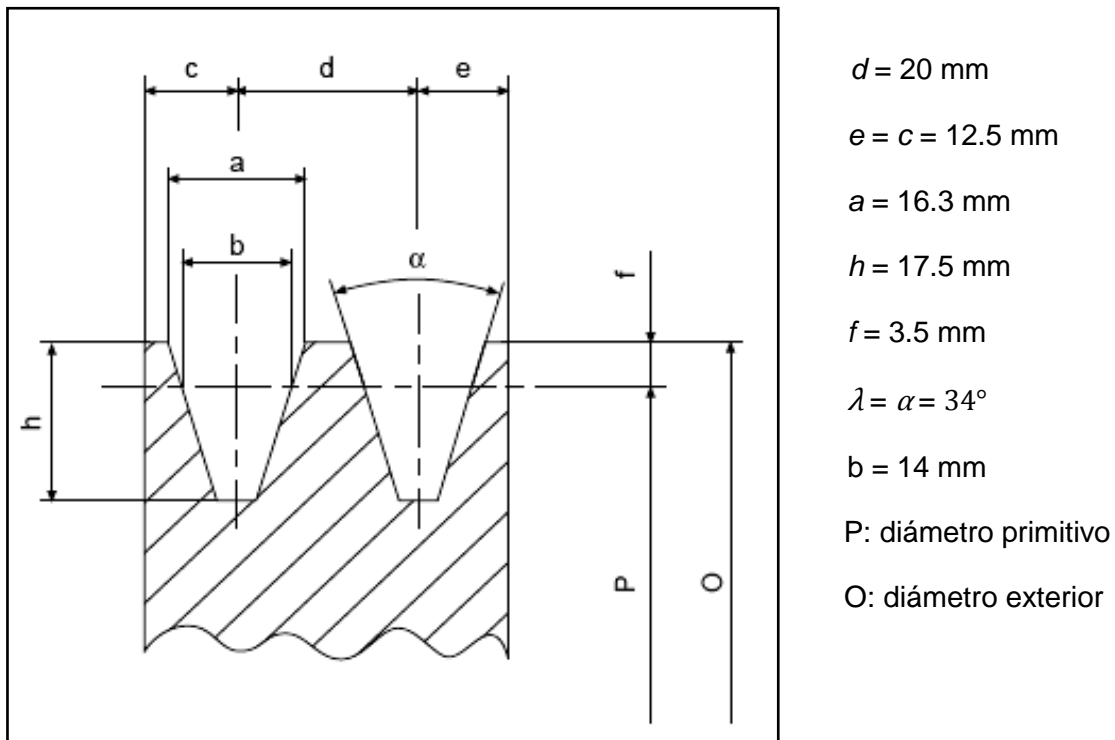
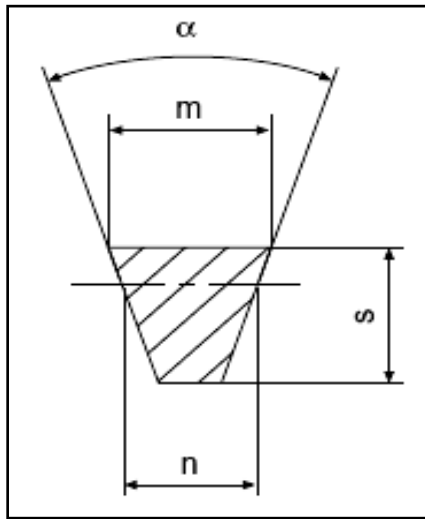


Fig.12. Perfil de una polea acanalada para banda tipo V. Fuente: Catalogo para Poleas Trapezoidales, Sati

Entonces:

$$B = (4 - 1) \times 20 + (2 \times 12.5) = 85.000 \text{ mm} \quad \mathbf{B = 8.5 \text{ cm}}$$

Las dimensiones para la banda 5VX según catalogo de bandas Gates son:



$$m = 16 \text{ mm}$$

$$s = 13 \text{ mm}$$

$$n = 14 \text{ mm}$$

α = ángulo de rozamiento

Fig.13. Dimensiones de banda Gates,
Fuente: Catalogo Gates 2010, Transmisión de Potencia industrial.

3.3.15 Calculo de los rayos de la polea mayor (A_1)

Para una polea de diámetro $D_1 = 400 \text{ mm}$, se seleccionan 4 rayos

$$A_1 = 4$$

Ancho de los rayos (h_x)

El ancho de la cara de los rayos se puede calcular mediante la siguiente ecuación:

$$h_x = \sqrt[3]{\frac{97,500 \times N}{n \times 4 \times A_1}}$$

Donde “n” es la velocidad del eje excéntrico en rpm y N la potencia en Kw, por lo tanto:

$$h_x = \sqrt[3]{\frac{97,500 \times 20}{328 \times 4 \times 4}} = 7.189 \text{ cm} \times 10$$

$$h_x = 71.89 \text{ mm}$$

Se toma:

$$h_x = 72 \text{ mm}$$

Espesor de los rayos (a_x)

El espesor de los rayos de la polea se calcula en función del ancho " h_x " por la expresión:

$$a_x = 0.4 \times h_x$$

Entonces:

$$a_x = 0.4 \times 72 = 28.8 \text{ mm}$$

Se toma:

$$a_x = 30 \text{ mm}$$

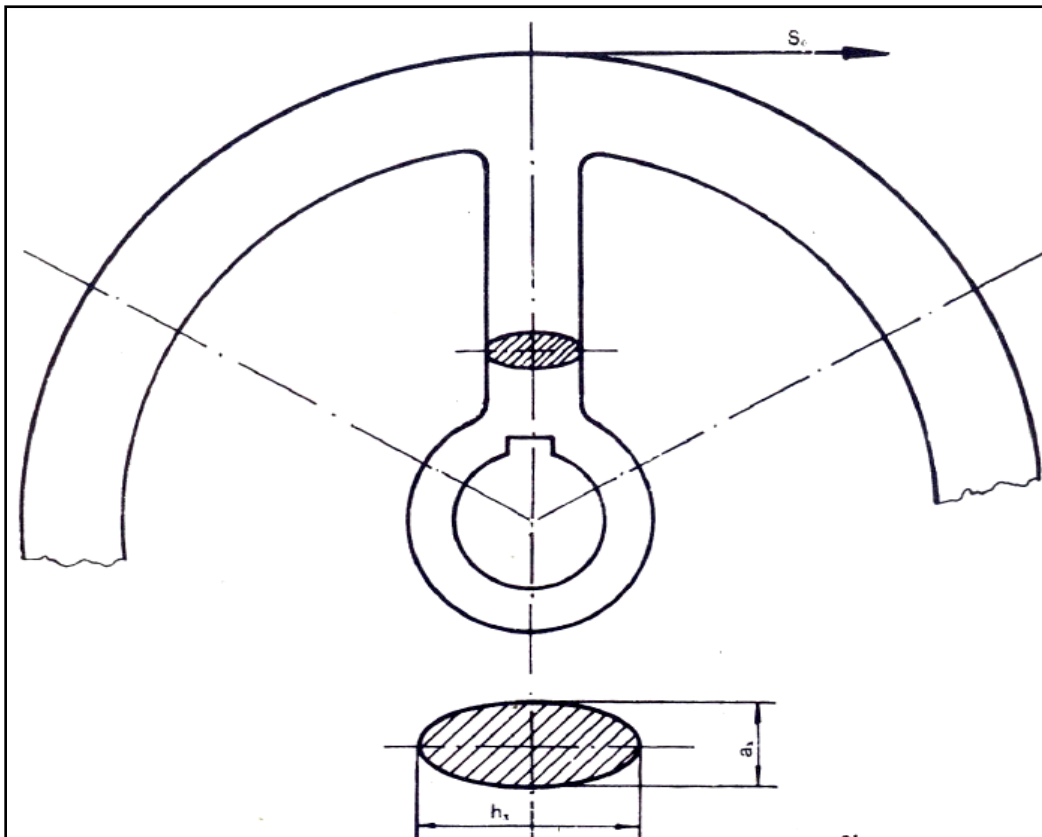


Fig.14. Esquema para el cálculo de la polea. Fuente; V.S. Shubin, C, Pedre, Diseño de Maquinaria Ind.4, Ejemplos de diseños de máquinas trituradoras y molinos.

3.3.16 Cálculo del área real y masa aproximada de la polea (A_p), (M_p)

Se calcula primero el área de la polea como un disco solido, a partir de la fórmula para área de circunferencia:

$$A_d = \pi \times R^2$$

Entonces:

$$A_d = \pi \times (200)^2 = 125,663.7 \text{ mm}^2 = \mathbf{1,256.637 \text{ cm}^2}$$

Una vez calculada esta área se puede determinar el área real de la polea tomando en cuenta los rayos.

Entonces para una polea estándar se toman las siguientes dimensiones aproximadas:

Diámetro exterior del cubo: 100 mm

Espesor de la llanta: 20 mm

Radio de los espacios vacíos: 130 mm

Área de los espacios vacíos (A_v)

Para conocer el área de la polea real se calcula el área de los espacios vacíos entre cada rayo.

$$A_v = \frac{1}{4} \pi \times R^2$$

$$A_v = \frac{1}{4} \pi \times (130)^2 = 13,273.228 \text{ mm}^2$$

Este resultado se multiplicará por 4 espacios vacíos que hay entre los rayos, por lo tanto:

$$A_{v \text{ tot}} = 13,273.228 \times 4 = 53,092.92 \text{ mm}^2 = \mathbf{530.92 \text{ cm}^2}$$

Entonces para el área real aproximada de la polea se tiene que:

$$A_p = A_d - A_{s \text{ tot}}$$

$$A_p = 1,256.637 - 530.92 = \mathbf{725.717 \text{ cm}^2}$$

Masa aproximada de la polea (M_p)

La masa de la polea se puede calcular en función de la densidad del material por una fórmula ya conocida:

$$M_p = \rho \times V_p$$

Donde " V_p " es el volumen de la polea, que se determina:

$$V_p = A_p \times h$$

Donde $h = B = 8.2 \text{ cm}$

Entonces:

$$V_p = 725.71 \times 8.2 = \mathbf{5,950.82 \text{ cm}^3}$$

Ahora, se tiene que la densidad aproximada para el acero es: $\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3$

Entonces ya con los dos valores se calcula la masa aproximada:

$$M_p = 5,950.82 \times 7.85 = 46,713.93 \text{ gr} / 1000$$

$$\mathbf{M_p = 46.71 \text{ Kg}}$$

Nota: Los valores dados de área y masa de la polea son aproximados para efectos del cálculo del eje.

3.4 Cálculo de las fuerzas que actúan en la TMSE (P)

Las fuerzas que actúan en la TMSE se originaran con el movimiento dado por la masa excéntrica del eje, y se transmiten a las piezas de la máquina por la acción al triturar.

El punto de aplicación de las fuerzas resultantes y máximas durante la trituración está situado aproximadamente en la tercera parte de la altura de la cámara de trituración, (Ver Fig. 15) contando desde la parte superior de la boca. La fuerza de compresión (P) de la trituradora que actúa en la mandíbula fija se determina por la ecuación:

$$P = 405 \times L_B \times H$$

Donde el valor de L_B y H se introduce en metros

$$P = 405 \times 0.43 \times 0.55 = 95.7825 \text{ Ton.}$$

Se multiplica por 1,000 para pasar el valor a Kg

Entonces:

$$\mathbf{P = 95,782.500 \text{ Kg}}$$

De la fuerza P actúa la fuerza de reacción P_1 , que es una proyección de esta.

Entonces:

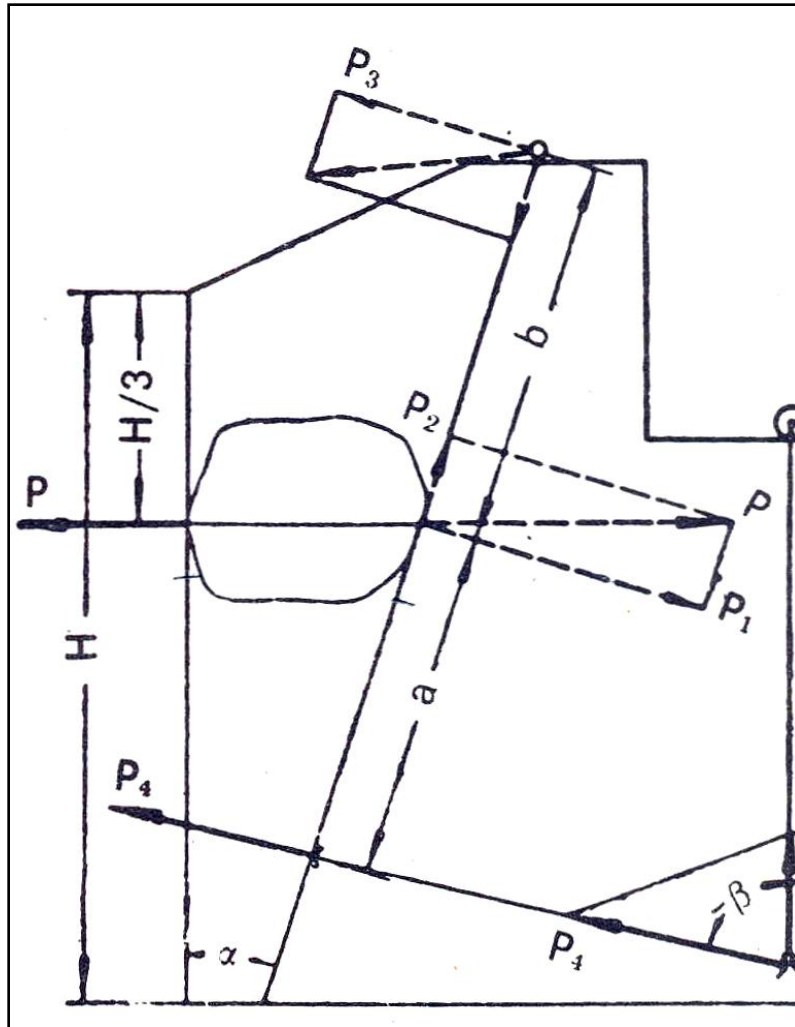
$$P_1 = P \times \cos \alpha$$

Donde α es el ángulo de sujeción

$$P_1 = 95,782.50 \times \cos 20^\circ$$

Por lo tanto se tiene:

$$\mathbf{P_1 = 90,006.108 \text{ Kg}}$$



Ahora se calcula P_2 que es otra resultante de P , esta se transmite por la mandíbula móvil.

$$P_2 = P \times \sin \alpha$$

$$P_2 = 95,782.5 \times \sin 20^\circ$$

$$P_2 = 32,759.544 \text{ Kg}$$

También se calcula P_3 que es la fuerza que ejerce el eje

Entonces:

$$P_3 = \frac{a \times P \times \cos \alpha}{a + b}$$

Donde a y b se toman
Con respecto al tamaño
de la máquina

En este caso:

$$a = 390 \text{ mm}$$

$$b = 270 \text{ mm}$$

Fig.15. Fuerzas que actúan en la TMSE. Fuente: V.S. Shubin, C, Pedre, Diseño de Maquinaria Ind.4, Ejemplos de diseños de máquinas trituradoras y molinos

Por lo tanto:

$$P_3 = \frac{390 \times 95,782.5 \times \cos 20^\circ}{390 + 270} = 53,185.427 \text{ Kg}$$

Por último se calcula P_4 que es la fuerza que se transmite de la mandíbula móvil hasta la placa de articulación y el resorte de amortiguación, esta se calcula por la expresión:

$$P_4 = \frac{b \times P \times \cos \alpha}{a + b}$$

Entonces:

$$P_4 = \frac{270 \times 95,782.500 \times \cos 20^\circ}{390 + 270} = \mathbf{36,820.680 \text{ Kg}}$$

Otras fuerzas que actúan en la TMSE y se deben de tomar en cuenta son:

Fuerza de retención (N):

Los pedazos se quedaran en la cámara de trituración si:

$$N = T \cos \frac{\alpha}{2}$$

Donde $T = P \times f$

“f” es el coeficiente de fricción del material

Entonces:

$$T = 95,782.500 \times 0.58 = 55,553.85 \text{ Kg}$$

Por lo tanto:

$$N = 55,553.85 \times \cos \frac{20^\circ}{2}$$

$$\mathbf{N = 54,706.862 \text{ Kg}}$$

Fuerza de empuje (R)

Es la resultante de las fuerzas de compresión P y retención N.

Entonces:

$$R = 2P \times \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$R = 2 (95,782.500) \times \sin \frac{20^\circ}{2}$$

$$\mathbf{R = 33,264.913 \text{ Kg}}$$

3.5 Cálculo del eje excéntrico

El eje constará principalmente de un diámetro mayor el de la masa excéntrica, y un diámetro menor, el de los extremos donde se fijaran la volante y la polea mayor, este se calculará como una viga colocada libremente o en voladizo en dos apoyos. Se debe tomar en cuenta las reacciones y la fuerza a la que estará sometido el eje.

Fuerza en el eje debido a la transmisión por correa (Q)

La fuerza que transmite la banda para hacer girar el eje excéntrico se puede calcular por la ecuación:

$$Q = 2 \times S_o \times Z_n \times \sin \frac{\theta_1}{2}$$

Donde (S_o) es la tensión inicial para la banda, que para banda tipo “V” se tiene:

$$S_o = 21 \text{ Kg}$$

(θ_1) es el ángulo de contacto de la polea menor y (Z_n) el número de bandas

Entonces:

$$Q = 2 \times 21 \times 4 \times \sin \frac{156^\circ}{2}$$

$$Q = 164.32 \text{ Kg}$$

Reacciones de los apoyos del eje (R_2), (R_1)

Las reacciones de los apoyos, se determinan partiendo de la ecuación del momento, para R_2 se tiene:

Las dimensiones para el eje están dadas en la **Fig.16**, estas se toman en cm

$$M_I = (Q \times 60) + (R_2 \times 40) - (P_3 \times 20) - (G_p \times 60) + (G_v \times 20) = 0$$

Despejando se tiene:

$$R_2 = \frac{(P_3 \times 20) + (G_p \times 60) - (G_v \times 20) - (Q \times 60)}{40}$$

Donde: $G_p = G_v =$ Masa de la polea y volante: $M_p = 46.71 \text{ Kg}$

Entonces

$$R_2 = \frac{(53,185.15 \times 20) + (46.71 \times 60) - (46.71 \times 20) - (164.32 \times 60)}{40}$$

$$R_2 = 26,392.80 \text{ Kg}$$

Para el cálculo de R_1 se utilizara las sumatoria de las fuerzas en “Y” del eje:

$$\sum F_y = Q + R_2 + R_1 - P_3 - G_v - G_p = 0$$

Despejando se tiene:

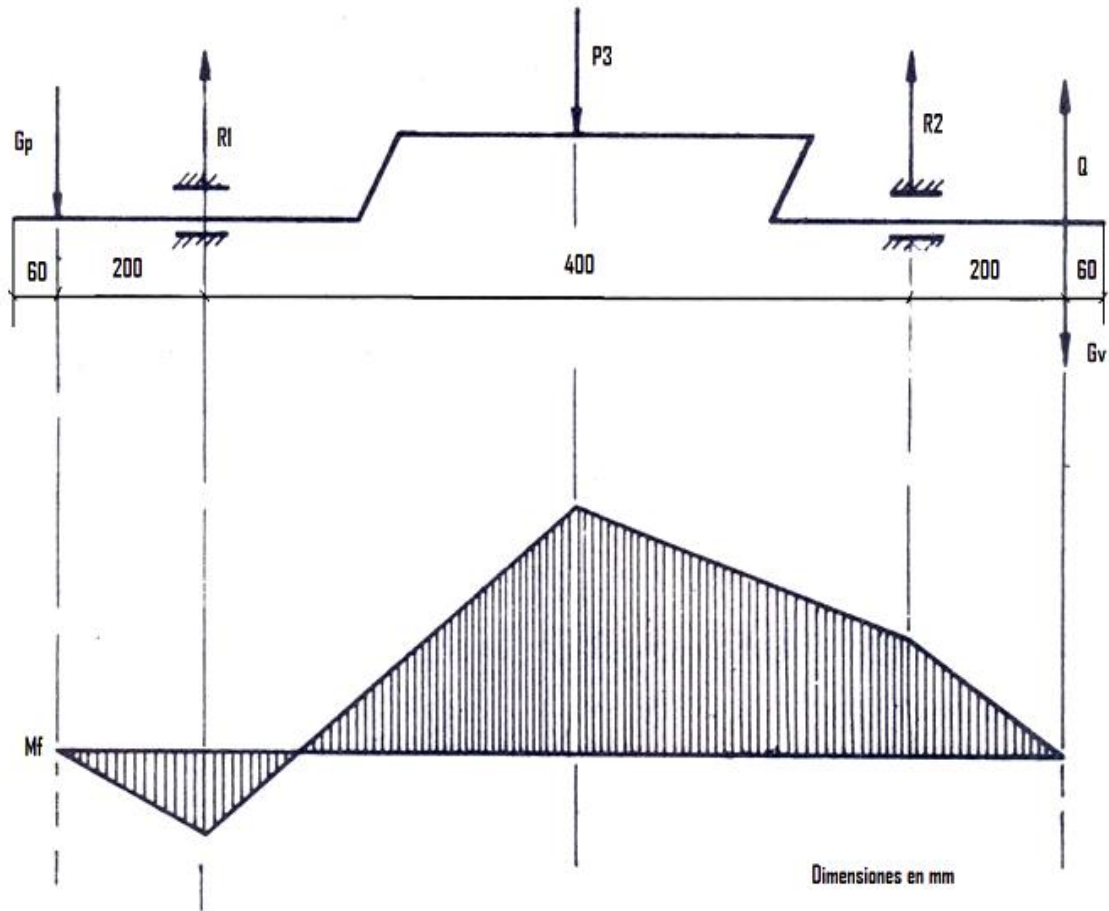


Fig.16. Esquema para el cálculo del eje excéntrico

$$R_1 = P_3 + G_p + G_v - Q - R_2$$

Entonces:

$$R_1 = 53,185.15 + 46.71 + 46.71 - 164.32 - 26,392.80$$

$$R_1 = 26,721.45 \text{ Kg}$$

3.5.1 Determinación del momento flector máximo en el eje (M_f)

El momento flector del eje excéntrico se puede determinar mediante el producto de los siguientes valores:

$$M_f = (R_1 \times 20) - (G_v \times 60)$$

$$M_f = (26,721.45 \times 20) - (46.71 \times 60)$$

$$M_{f\text{máx}} = 531,626.4 \text{ Kg.cm}$$

3.5.2 Determinación del momento torsor en el eje (M_t)

El momento torsor que actúa en el eje se puede calcular con los siguientes valores:

$$M_t = P_3 \times e'$$

Donde $e' = 1 \text{ cm}$

Entonces:

$$M_t = 53,185.15 \times 1 = 53,185.15 \text{ Kg.cm}$$

3.5.3 Diámetro del eje excéntrico (d_e)

El diámetro de la masa excéntrica o diámetro mayor del eje se puede determinar en función de los momentos con la siguiente ecuación:

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_y} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}}$$

Donde (σ_y) es la resistencia a la fluencia del material del eje, en este caso se utilizará acero **AISI 1045**, laminado en caliente.

Entonces para 1045, de la Tabla.8, anexos I se tiene: $\sigma_y = 310 \text{ Mpa} = 3,161 \text{ Kg cm}^2$

$$d_e = \sqrt[3]{\frac{10}{3,161} \sqrt{(531,626.4)^2 + (53,185.15)^2}}$$

$$d_e = 11.831 \text{ cm}$$

Se multiplica por 10 para pasar el valor a mm

$$d_e = 118.31 \text{ mm}$$

Se toma:

$$d_e = 120 \text{ mm}$$

Diámetro del eje en los extremos (d_{e2})

El diámetro en los extremos del eje o diámetro menor se determina aproximadamente, utilizando la ecuación anterior pero con $M_f \text{ máx}$ para una menor longitud.

Entonces para el M_{fmax} en los extremos del eje se tiene: $M_f = R_1 - (G_p \times 20)$

$$M_f = 26,721.45 - (46.71 \times 20)$$

$$M_{f \text{ máx2}} = 25,787.25 \text{ Kg.cm}$$

Entonces para el diámetro en los extremos se tiene:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{10}{\sigma_y} \sqrt{M_f^2 + M_t^2}}$$

Donde M_t es igual para todo el eje, entonces:

$$d_{e2} = \sqrt[3]{\frac{10}{3,161} \sqrt{(25,787.25)^2 + (53,185.15)^2}}$$

$$d_{e2} = 5.679 \text{ cm}$$

Se multiplica por 10 para pasar el valor a mm

$$d_{e2} = 56.79 \text{ mm}$$

Para una mejor simetría se toma:

$$d_{e2} = 60 \text{ mm}$$

3.5.4 Cálculo de las chavetas polea y volante

Para determinar los esfuerzos en las chavetas con las que se fijaran la volante y la polea a los extremos del eje excéntrico se calculará primeramente el par torsional a la entrada del eje que será el momento transmitido por la chaveta.

Par torsional en la chaveta (T_c)

Par obtener el par torsional en la chaveta se utiliza:

$$T_c = 97,500 \times \frac{N}{n}$$

Donde N es la potencia nominal en Kw de la trituradora o la del motor eléctrico y n la velocidad en rpm a la entrada del eje.

Entonces:

$$T_c = 97,500 \times \frac{15}{328} = 4,458.84 \text{ Kg.cm}$$

El tipo de chaveta a utilizar se toma de la Tabla 6, capítulo 3, para un diámetro de eje límite de 2 ¼" (57 mm) hasta 2 ¾" (70 mm).

Se selecciona de tipo cuadrada de ancho (W) y altura (H) iguales, entonces: $W = H = 5/8"$ (16 mm)

La longitud (L) de la chaveta se asumirá tomando en cuenta que esta debe de fijar una buena porción de la longitud del cubo de la polea.

Entonces se toma:

$$L = 50 \text{ mm}$$

Esfuerzo de aplastamiento en la chaveta (σ_{ap})

El esfuerzo máximo de aplastamiento que resiste la chaveta se puede determinar por:

$$\sigma_{ap} = \frac{4.4 \times T_c}{d_2 \times H \times L}$$

Donde H y L son la altura y longitud de la chaveta seleccionada, todas las dimensiones se introducen en cm.

$$\sigma_{ap} = \frac{4.4 \times (4,458.84)}{6 \times 1.6 \times 5}$$

$$\sigma_{ap} = 408.727 \text{ Kg/cm}^2$$

Esfuerzo cortante en la chaveta (τ_c)

La chaveta experimenta un esfuerzo de corte dado entre el eje excéntrico y la polea, se puede determinar por la siguiente expresión en función del área transversal de la chaveta:

$$\tau_c = \frac{F}{A}$$

Donde $F = T_c$ (Par torsional a la entrada del eje) y $A = W \times H$ (Área de la chaveta en cm)

$$\tau_c = \frac{4,458.84}{(1.6)^2} = 1,741.734 \text{ Kg/cm}^2$$

El material de las chavetas será acero **AISI 1020** laminado en caliente, por su propiedad dúctil, mediante la resistencia a la fluencia del material tomado de la Tabla.8, anexos I, determinamos si este resiste. Entonces:

$$\sigma_y (\text{material}) = 207 \text{ Mpa} = 2,111 \text{ Kg/cm}^2$$

Se observa que este valor es más alto que el esfuerzo de aplastamiento y cortante calculado para la chaveta, por lo tanto: El material resiste.

3.6 Calculo de los rodamientos para la TMSE

La TMSE utilizará dos pares de rodamientos de rodillos a rotula de diferentes diámetros, los mayores serán los que se ubicaran en el portamandíbula de la máquina y los menores serán los apoyos en los extremos del eje que estarán fijados a la pared lateral del bastidor. Para determinar los rodamientos adecuados para la trituradora se debe de considerar que la carga en los rodamientos no es constante, esta varía, en el momento en que se tritura el material la carga es mayor en los rodamientos.

Los que soportaran la mayor carga son los que se ubican en el portamandibula, por lo tanto se calcula la carga media equivalente (Q_{eq}) para estos:

$$Q_{eq} = \frac{Q_{min} + Q_{max}}{3}$$

Donde tomando la reacción mayor en el eje por los dos rodamientos se tendría:

$$Q_{eq} = \frac{2 \times R_1}{3}$$

Por lo tanto:

$$Q_{eq} = \frac{2 \times 26,721.45}{3}$$

$$Q_{eq} = 17,814.3 \text{ Kg}$$

3.6.1 Duración de diseño del rodamiento (L_d)

La duración de diseño esperada para el rodamiento en revoluciones se puede calcular por la siguiente expresión:

$$L_d = (\text{hrs de operación}) \times (\text{rpm}) \times (\text{min/hr})$$

Donde se estiman en 3,000 aproximadamente las horas de operación para 328 rpm que gira el eje. Entonces:

$$L_d = (3,000) \times (328) \times (60 \text{ min/hr}) = 5.904 \times 10^7$$

Capacidad de carga dinámica (C_o)

Es la capacidad con la cual puede funcionar los rodamientos para alcanzar una duración nominal de un millón de revoluciones, se puede calcular por la ecuación: $C_o = Q_{eq} \times (L_d/10^6)^{1/k}$

Donde $K = 3.33$ para rodamientos de rodillos

Entonces:

$$C_o = 17,814.3 \times (5.904 \times 10^7 / 10^6)^{0.30}$$

$$C_o = 60,549.80 \text{ Kg}$$

Capacidad de carga estática (C)

Es la capacidad de carga que puede resistir el rodamiento sin deformación permanente de cualquier componente, esta se puede calcular por la expresión:

$$C_o = f_s \times Q_{eq}$$

Donde (f_s) es el factor de seguridad, en este caso se seleccionará de la tabla de anexos para altas cargas. Entonces:

$$f_s = 2.5$$

Por lo tanto:

$$C_o = 2.5 \times 17,814.3$$

$$C_o = 44,535.75 \text{ kg}$$

3.6.2 Selección de los rodamientos

Se utilizarán rodamientos de rodillos de rotula SKF, (ver **Fig.17**) estos rodamientos se pueden adaptar a posibles desalineaciones que pueda presentar el eje.

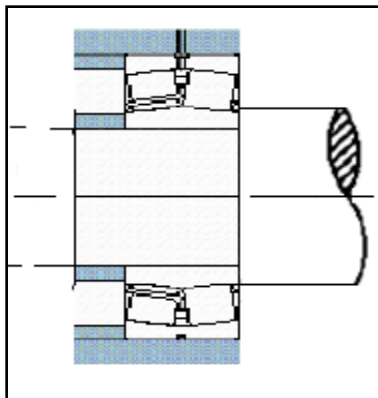


Fig.17. Representación de un Rodamiento de rodillos a rotula.

Fuente: catalogo SKF 4000SP

Para el portamandíbula se selecciona:

Rodamiento de rodillos a rotula SKF, tipo 22224E,
2 unidades

Para los apoyos se selecciona:

Rodamiento de rodillos a rotula SKF, tipo 22312 E,
2 unidades

Nota: Ver especificaciones de los rodamientos en, Fig. 32 y 33, anexos I

3.7 Cálculo de los componentes internos de la TMSE

Estos son los que conforman su mecanismo además de la polea, eje y rodamientos, tales como: portamandíbula, mecanismo de regulación, mecanismo de amortiguación y mandíbulas.

3.7.1 Diseño del portamandíbula

El portamandíbula se construirá con dos piezas de acero, la caja, donde se ubicará el eje y los rodamientos, y la placa, donde se fijará la mandíbula móvil. Las dos piezas se unirán por soldadura, la unión será de tipo superpuesta (una sobre la otra), por tipo de soldadura de filete, con cordones a tope

Caja del portamandíbula

La caja del portamandíbula se construirá de acero **AISI 1040**, laminado en caliente, para el acero 1040 de la Tabla 8, anexos I, se tiene:

Resistencia a la fluencia: $\sigma_y = 290 \text{ Mpa} = 2,958 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 524 \text{ Mpa} = 5,344 \text{ kg/cm}^2$

La fuerza a soportar por la caja será $P_3 = 53,185.427 \text{ kg}$, que es la fuerza que ejerce el eje.

Se calculará inicialmente el espesor de la pared de la caja del portamandíbula, donde se ubican los rodamientos, ya que esta es la sección de menor área. (**Ver Fig.18**) Calculamos primero el área mínima que debe de tener la pared en función de la resistencia de fluencia del material y la fuerza aplicada.

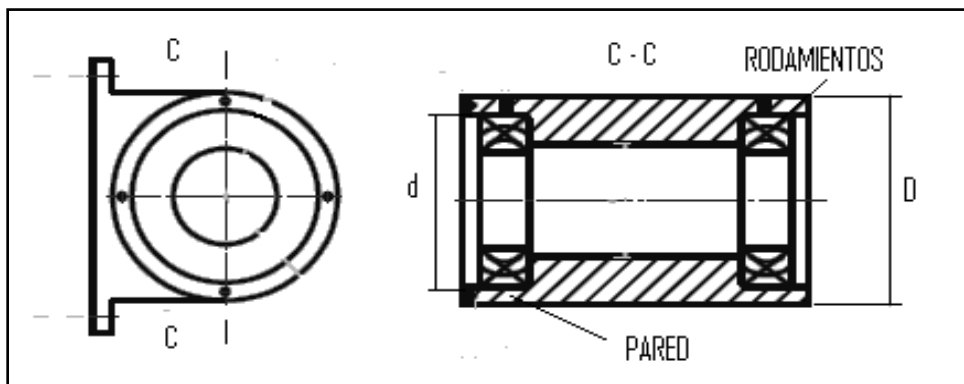


Fig.18. Caja de eje y rodamientos. Pieza del portamandíbula TMSE

Por lo tanto:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} = \frac{P_3}{A} \leq \sigma_y(\text{material}) = 2,958 \text{ kg/cm}^2$$

Sustituyendo y despejando se tiene:

$$A_{min} = \frac{P_3}{\sigma_y(\text{material})} = \frac{53,185.427}{2,958} = 17.98 \text{ cm}^2$$

Entonces, para calcular el área menor de la pieza, se determinará antes su diámetro externo, se utilizará la fórmula para área de cilindros huecos, ya que la pieza tiene esa forma.

$$A_{pm} = \frac{\pi \times (D^2 - d^2)}{4}$$

Despejando los diámetros se tiene:

$$(D-d) = \sqrt{\frac{A_{pm} \times 4}{\pi}}$$

Donde $d = 21.6 \text{ cm}$ es el diámetro externo del rodamiento para el portamandíbula y sustituyendo el área, se tiene:

$$(D-d) = \sqrt{\frac{17.98 \times 4}{\pi}} = 4.784 \text{ cm}$$

Como se requiere conocer D entonces:

$$D = 4.784 + d = 4.784 + 21.6 = 26.384 \text{ cm}$$

Se toma:

$$\mathbf{D = 26cm}$$

Ahora para el área menor de toda la circunferencia de la pieza:

$$\mathbf{A = \frac{\pi \times (26)^2 - (21.6)^2}{4} = 164.493 \text{ cm}^2}$$

Se comprueba el esfuerzo con el área calculada.

$$\sigma_y = \frac{P_3}{A_{pm}} = \frac{53,185.150}{164.493} = \mathbf{323.327 \text{ Kg/cm}^2}$$

La resistencia a la fluencia calculada es menor que la del material, el material resiste.

Masa estimada de la pieza: $m = 166.711$

Placa de sujeción de la mandíbula

La placa que soportará la mandíbula será de acero **AISI 1020**, por su mayor elasticidad y soldabilidad, a la placa se le maquinaran orificios para sujetar con pernos la mandíbula al ensamblarse, además en su parte inferior, se soldará un soporte para la placa de articulación y para la varilla de amortiguación (Ver Fig.19) para el acero 1020 se tiene:

Resistencia a la fluencia: $\sigma_y = 2111 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 3,865 \text{ kg/cm}^2$

La mayor fuerza que debe soportar la placa es: $P = 95,782.50 \text{ kg}$ que es la fuerza que de trituración o compresión

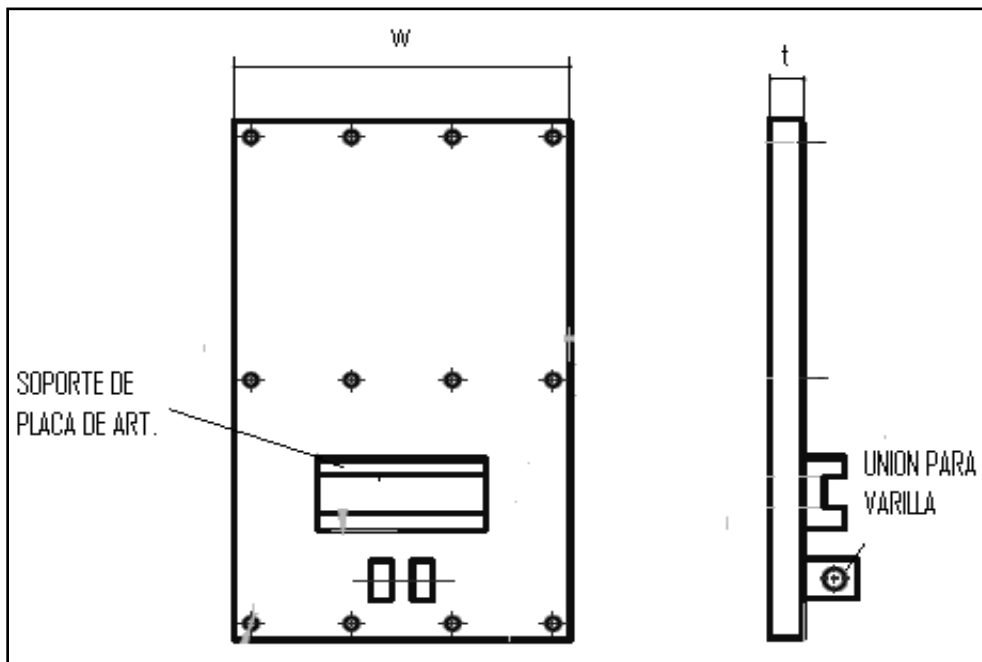


Fig.19. Placa de sujeción de la mandíbula. Pieza del portamandíbula TMSE

Entonces:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} = \frac{P}{A} \leq \sigma_y (\text{material}) = 2,111 \text{ kg/cm}^2$$

Sustituyendo y despejando para calcular el área mínima, se tiene:

$$A_{\min} = \frac{P}{\sigma_y (\text{material})} = \frac{95,782.50}{2,111} = 45.373 \text{ cm}^2$$

El ancho de la placa se tomará: $w = 40 \text{ cm}$

Entonces se sustituye en la fórmula del área mínima para determinar el espesor “t” de la placa

$$A_{\min} = w \times t$$

Despejando:

$$t = \frac{A}{w} = \frac{45.373}{40} = 1.134 \text{ cm}$$

Se toma:

t = 4 cm, tomando en cuenta la fatiga y que también soportará el peso de la mandíbula móvil

Masa estimada de la pieza: $m = 83 \text{ Kg}$

Cálculo de la unión por soldadura

Para la unión soldada se utilizaran electrodos **E-7018** de 1/8”, por su propiedad para soldar aceros de bajo y medio carbón. (Ver capítulo 2, Tipos de soldaduras) para este tipo de electrodo se tiene:

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 70,000 \text{ psi}$

Se convierte:

$$1 \text{ Kg/cm}^2 = 14.22 \text{ psi}$$

$$70,000 \text{ psi} = 4,922.644 \text{ kg/cm}^2$$

Redondeado:

$$\sigma_u = 4,923 \text{ Kg/cm}^2$$

Se selecciona el tamaño del cordón según el espesor de la placa a unir (Ver tabla en anexos) para una placa de espesor de 40 mm se tiene:

Altura mínima del cordón: $h = 7.94 \text{ mm}$

Espesor mínimo del cordón $t = 0.707 \times h = 0.707 \times 7.94 = 5.613 \text{ mm}$

Se toma: $t = 6 \text{ mm}$

Entonces para el área transversal del cordón de soldadura que tiene forma triangular:

$$A_c = \frac{1}{2} t \times h$$

$$A_c = \frac{1}{2} 6 \times 7.94 = \mathbf{23.82 \text{ mm}^2} = \mathbf{0.2382 \text{ cm}^2}$$

Una vez calculada el área se dispone la longitud del cordón. La pieza se soldara en sus cuatros lados, por la tanto se utilizará el mismo número de cordones, a lo largo de cada lado

La longitud el cordón superior 1 e inferior 2 será: $L_{c12} = 400 \text{ mm} = 40 \text{ cm}$

La longitud del cordón izquierdo 3 y derecho 4 será: $L_{c34} = 340 \text{ mm} = 34 \text{ cm}$

El esfuerzo que resiste cada cordón estará dado por la fuerza aplicada en este caso P entre el área longitudinal. Por lo tanto:

$$\sigma_y = \frac{P}{A_L}$$

Donde: $A_L = h \text{ (cm)} \times L_c$

Se tomará la longitud de los cordones menores, entonces:

$$A_L = h \times L_{c34} = 0.794 \times 34 = \mathbf{26.996 \text{ cm}^2}$$

Por lo tanto para el esfuerzo;

$$\sigma_y = \frac{P}{A_L} = \frac{95,782.50}{26.996} = 3,548.025 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo calculado es menor que el que resiste el material del electrodo y tomando en cuenta que son 4 cordones, es evidente que la soldadura resiste.

Masa de la soldadura

Para conocer la masa se calcula el volumen, para el cordón 1 y 2 se tiene:

$$V_c = A_c \times L_{c12} = 0.2382 \times 40 = \mathbf{9.528 \text{ cm}^3}$$

Como son 2 cordones del mismo largo, entonces:

$$V_{c12} = 9.528 \times 2 = \mathbf{19.056 \text{ cm}^3}$$

El volumen de cordón 3 y 4 se puede calcular:

$$V_c = A_c \times L_{c34}$$

$$V_c = 0.2382 \times 34 = 8.098 \text{ cm}^3$$

Como al igual son 2 cordones del mismo largo, entonces:

$$V_{c34} = 8.098 \times 2 = \mathbf{16.196 \text{ cm}^3}$$

Ahora para tener un volumen total se suman los productos:

$$V_{\text{tot}} = V_{c12} + V_{c34} = 19.056 + 16.196 = \mathbf{35.252 \text{ cm}^3}$$

Entonces la masa puede calcularse:

$$M_{\text{sp}} = \rho \times V_{\text{tot}}$$

Donde $\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3$ (densidad del material de aportación, electrodo)

$$M_{\text{sp}} = 7.85 \times 35.252 = 276.728 \text{ gr}$$

Se divide entre 1000 para pasar el valor a Kg

$$\mathbf{M_{\text{sp}} = 0.276 \text{ Kg}}$$

3.7.2 Diseño del conjunto de regulación

El conjunto de regulación estará compuesto, por la placa de articulación, el soporte de la placa de articulación, las quicioneras y los pernos de regulación. Este mecanismo, además de permitir regular la abertura de descarga entre las mandíbulas, actuará como soporte del portamandíbula y como mecanismo de seguridad para la trituradora.

Cálculo de la placa de articulación

La placa de articulación es la pieza que se utiliza para unir el portamandibula con el soporte de la placa, el cual es desplazable para permitir su regulación. Esta placa además de cumplir como articulación, funciona como protección de la máquina, ya que esta, tenderá a romperse si el esfuerzo en las mandíbula excede lo permitido.

El material para la placa será acero **AISI 1020**, lamiado en caliente, los bordes de la placa serán redondeados para que esta se asiente en las quicioneras y no impida el movimiento de arriba hacia abajo del portamandibula, para este material se sabe que:

Resistencia a la fluencia: $\sigma_y = 2111 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 3,865 \text{ kg/cm}^2$

La fuerza que se transmite a la placa es $P_4 = 36,820.680 \text{ Kg}$, reacción de la fuerza de trituración por la oscilación de la masa excéntrica.

Esfuerzo en la placa de articulación

El esfuerzo que experimentará la placa, se determinará con el valor de resistencia a la fluencia del material, ya que la placa no debe deformarse a consecuencia de la fuerza a la que estará sometida. Entonces:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} = \frac{P_4}{A} \leq \sigma_y (\text{material}) = 2,111 \text{ kg/cm}^2$$

Antes se debe calcular el área mínima que puede tener la placa para determinar el espesor. Entonces, se despeja $A = A_{\text{mín.p}}$ y se sustituye el esfuerzo con la resistencia del material:

$$A_{\text{mín.plac}} = \frac{P_4}{\sigma_y (\text{material})}$$

$$A_{\text{mín.plac}} = \frac{36,820.680}{2,111} = \mathbf{17.442 \text{ cm}^2}$$

Donde:

$$A_{\text{mín.plac}} = w \times t$$

Despejando para el espesor (t), se tiene:

$$t = \frac{A_{\text{mín.p}}}{w}$$

Se asume el ancho $w = 200 \text{ mm} = 20 \text{ cm}$ para la placa, entonces:

$$t = \frac{17.442}{20} = \mathbf{0.8721 \text{ cm}}$$

Se toma $t = \mathbf{2 \text{ cm}}$, considerando que el espesor calculado es mínimo para el esfuerzo, y la placa debe resistir una fuerza repetitiva por el movimiento.

Ahora para el área real de la placa se tiene:

$$A = w \times t$$

$$A = 20 \times 2 = \mathbf{40 \text{ cm}^2}$$

Entonces para el esfuerzo en la placa

$$\sigma_y = \frac{P_4}{A} = \frac{36,820.680}{40} = 920.517 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo calculado es menor que la resistencia a la fluencia del material, por lo tanto la placa soporta sin deformarse.

Masa aproximada de la placa de articulación:

$$M_{pa} = 8 \text{ kg}$$

3.7.3 Cálculo del soporte para la placa de articulación

El soporte estará formado por una placa de acero en forma de “U” donde se insertará una quicionera que estará en contacto con la placa de articulación, y dos placas en forma de “L” que se soldaran en la superficie exterior de la pieza, (Ver Fig.20) estas servirán de apoyo y sujetadores para los pernos de regulación.

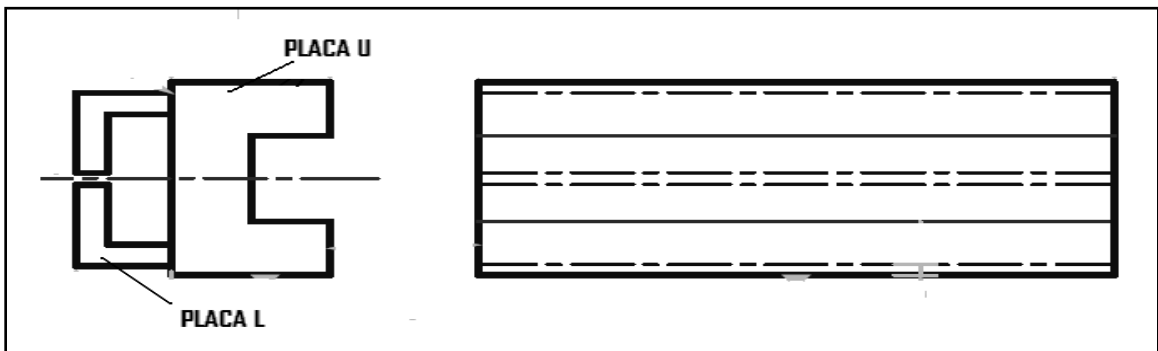


Fig. 20. Soporte para la placa de articulación. Pieza del conjunto de regulación TMSE

El material del soporte completo será acero **AISI 1020**, laminado en caliente el mismo que el de la placa de articulación.

La fuerza que se transmitirá al soporte es P_4 la misma que recibe la placa

Placa en “U” del soporte

Para calcular el espesor de la placa en “U” del soporte se utiliza la resistencia a la fluencia del material, para el área mínima, entonces, como en el cálculo anterior se tiene:

$$\sigma_y = \frac{F}{A} = \frac{P_4}{A} \leq \sigma_y (\text{material}) = 2,111 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces, despejando para el área mínima:

$$A_{mín.u} = \frac{P_4}{\sigma_y \text{ (material)}} = \frac{36,820.680}{2,111} = 17.442 \text{ cm}^2$$

Como la pieza se colocará verticalmente, su área transversal de resistencia se toma:

$$A_{mín.u} = h \times t$$

Se asume $h = 90 \text{ mm} = 9 \text{ cm}$ para dejar espacio a la quicionera, por lo tanto para t :

$$t = \frac{A_{mín.s}}{h} = \frac{17.442}{9} = 1.938 \text{ cm}$$

Se toma $t = 2.5 \text{ cm}$ para mayor seguridad.

Ahora para el área transversal real de la placa “U” se tiene:

$$A = w \times t = 9 \times 2.5 = 22.5 \text{ cm}^2$$

Entonces para el esfuerzo en el soporte

$$\sigma_y = \frac{P_4}{A} = \frac{36,820.680}{22.5} = 1,636.474 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo calculado es menor que la resistencia del material, por lo tanto la pieza cumple.

Placas en “L” del soporte.

Para las placas en “L” del soporte, el área mínima de resistencia en función del material es la misma que el de la placa “U”:

$$A_{mín.U} = A_{mín.L} = 17.442 \text{ cm}^2$$

Donde:

$$A_{mín.L} = w \times t$$

El ancho de la placa “L” es el mismo que el de la placa de articulación calculada anteriormente $w = 20 \text{ cm}$, por lo tanto, para es espesor:

$$t = \frac{A_{mín.L}}{w} = \frac{17.442}{20} = 0.8721 \text{ cm}$$

Se toma $t = 1 \text{ cm}$ debido a que son 2 placas

$$A = w \times t = 1 \times 20 = 20 \text{ cm}^2$$

Entonces para el esfuerzo en la placa “L”

$$\sigma_y = \frac{P_4}{A} = \frac{36,820.680}{20} = 1,841.034 \text{ Kg/cm}^2$$

Como el esfuerzo calculado es menor que el del material, se puede decir que las placas resisten

Cálculo de la unión soldada en el soporte

Se utilizarán electrodos **E-7018**, por su propiedad para soldar aceros de bajo y medio carbón como se ve en el cálculo del portamandíbula, el cordón de soldadura será igual.

Por lo tanto se sabe:

Resistencia límite del electrodo: $\sigma_u = 4,923 \text{ Kg/cm}^2$

Área transversal del cordón de soldadura $A_c = 0.2382 \text{ cm}^2$

Área longitudinal del cordón de soldadura $A_L = 26.996 \text{ cm}^2$

Por lo tanto para el esfuerzo en el cordón:

$$\sigma_y = \frac{P_4}{A_L} = \frac{36,820.680}{26.996} = 1,363.930 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo calculado es menor que la resistencia del electrodo, por lo tanto el cordón resiste. Se utilizarán 4 cordones de soldadura de longitud $L_c = 20 \text{ cm}$, uno arriba y otro abajo para cada placa.

Masa de la soldadura

Para conocer la masa se calcula el volumen de uno de los cordones:

$$V_c = A_c \times L_c = 0.2382 \times 20 = 4.764 \text{ cm}^3$$

Como son 4 cordones del mismo largo, entonces:

$$V_{\text{ctot}} = 4.764 \times 4 = 19.056 \text{ cm}^3$$

Entonces la masa puede calcularse:

$$M_c = \rho \times V_{\text{ctot}} \quad \text{Donde } \rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3 \text{ (densidad del material de aportación, electrodo)}$$

$$M_c = 7.85 \times 19.056 = 149.589 \text{ gr}$$

Se divide entre 1000 para pasar el valor a Kg

$$M_{\text{sp}} = 0.1495 \text{ Kg}$$

3.7.4 Calculo del perno de regulación

El perno de regulación funcionará para desplazar el soporte de la placa de articulación hacia adelante o hacia atrás sujetándose a este por medio de un cuello que se maquina al perno (**Ver Fig.18**) y de esta manera regular la abertura de descarga. Se utilizaran 2 pernos para el mecanismo, estos se deben de apretar o aflojar a la misma vez.

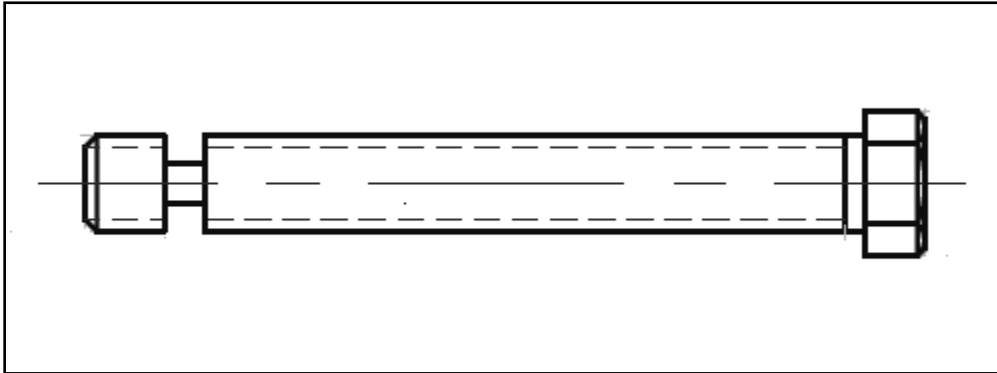


Fig. 21. Perno de regulación. Pieza del Conjunto de regulación TMSE

El material a utilizar es estándar para pernos y tuercas en este caso se selecciona acero grado 8.8, para medidas métricas (Ver tabla 9, anexos I) entonces para pernos se utiliza la resistencia de prueba del material donde se tiene que:

$$\sigma_p = 600 \text{ Mpa}$$

Para convertir el valor:

$$1 \text{ Mpa} = 10.197 \text{ Kg/cm}^2$$

$$600 \times 10.197 = \mathbf{6,118.2 \text{ Kg/cm}^2}$$

El esfuerzo que se aplica al perno no es de corte ya que este no se encuentra entre dos elementos acoplados, entonces se calculará únicamente el esfuerzo a la tensión que ejerce la fuerza P_4 . Se determinará primero el diámetro del perno en función del área transversal mínima de resistencia. Por lo tanto como se utilizaran 2 pernos se distribuye la fuerza entre ambos y se tiene para cada perno:

$$\frac{P_4}{2} = \frac{36,820.680}{2} = \mathbf{18,410.340 \text{ Kg}}$$

Entonces se tiene que el esfuerzo es:

$$\sigma_u = \frac{F}{A} = \frac{P_4}{A} \leq \sigma_p \text{ (material del perno)} = 6,118.2 \text{ Kg/cm}^2$$

Donde para el área mínima:

$$A_{\text{mín.per}} = \frac{P_4}{\sigma_y \text{ (material)}} = \frac{18,410.34}{6,118.2} = 3.009 \text{ cm}^2$$

Sustituyendo por la fórmula del área de cilindros sólidos se tiene:

$$A_{\text{mín.per}} = \pi \times R^2$$

Despejando para conocer el radio:

$$R = \sqrt{\frac{A_{\text{mín.per}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{3.009}{\pi}} = 0.9786 \text{ cm}$$

Multiplicando para el diámetro se tiene:

$$d = R \times 2 = 0.9786 \times 2 = 1.9572 \text{ cm}$$

Se asume según diámetros normalizados para pernos:

$$d_{\text{per}} = 2.4 \text{ cm} = 24 \text{ mm}$$

Entonces para el área transversal real del perno:

$$A_{\text{per}} = \pi \times R^2 = \pi \times (1.20)^2 = 4.523 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto se comprueba el esfuerzo:

$$\sigma_u = \frac{P_4}{A} = \frac{18,410.34}{4.523} = 4,070.382 \text{ Kg/cm}^2$$

Como el esfuerzo calculado es menor que el del material de los pernos, se comprueba que estos resisten. Se utilizaran pernos métricos M24 de cabeza tipo hexagonal.

3.7.5 Cálculo del mecanismo de amortiguación.

El mecanismo de amortiguación constará de una varilla, con uno de sus extremos planos y el otro roscado, un pasador cilíndrico, un resorte de compresión y una tuerca hexagonal para regular el resorte. El mecanismo estará acoplado a la parte inferior del portamandíbula por medio de un pasador cilíndrico, por lo que además de amortiguar el movimiento al triturar servirá para ayudar a la regulación de la abertura de descarga.

3.7.6 Cálculo de la varilla roscada.

Se Asumirá una varilla de acero que soportará únicamente una parte de la fuerza P_4 que transmite el porta mandíbula.

Como se pretende que la mayor parte de la fuerza la absorba placa de articulación, entonces como un valor asumido para la fuerza que se ejercerá a la varilla se tomará la mitad de P_4 , por lo tanto:

$$F_{var} = P_4/2 = 36,820.680/2 = \mathbf{18,410.34 \text{ Kg}}$$

El material a utilizar es el mismo que el de la placa de articulación acero **AISI 1020**, laminado en caliente, se sabe que para este material:

Resistencia a la fluencia: $\sigma_y = 2111 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 3,865 \text{ kg/cm}^2$

Se determinará el diámetro de la varilla por medio del área mínima transversal, como se muestra en el cálculo anterior.

$$A_{min.var} = \frac{F_{var}}{\sigma_u \text{ (material)}} = \frac{18,410.34}{3,865} = \mathbf{4.7633 \text{ cm}^2}$$

Sustituyendo por la fórmula para área de cilindros sólidos se puede expresar:

$$A_{min.var} = \pi \times R^2$$

Despejando:

$$R_{var} = \sqrt{\frac{A_{min.var}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4.7633}{\pi}} = 1.2313 \text{ cm}$$

Multiplicando para el diámetro:

$$d_{var} = d_{var} \times 2 = 1.2313 \times 2 = 2.4626 \text{ cm}$$

Se tomará considerando el extremo roscado de la varilla:

$$\mathbf{d_{var} = 2.7 \text{ cm} = 27 \text{ mm}}$$

Entonces para el área transversal real de la varilla:

$$A_{var} = \pi \times R^2 = \pi \times (1.35)^2 = \mathbf{5.7255 \text{ cm}^2}$$

Por lo tanto se comprueba el esfuerzo:

$$\sigma_u = \frac{F_{var}}{A} = \frac{18,410.34}{5.7255} = \mathbf{3,215.499 \text{ Kg/cm}^2}$$

Como el esfuerzo calculado es menor que el del material, por lo tanto la varilla resiste en su área cilíndrica. Además se considerará que la fuerza que se aplica a la varilla puede ser mucho menor que la asumida. Para el extremo roscado de la varilla se maquinará un paso de 3 mm para una tuerca hexagonal M24.

3.7.7 Pasador cilíndrico y extremo plano de la varilla

El extremo que se unirá al portamandíbula será plana de sección cuadrada para que este se conecte con un pasador cilíndrico y 2 pines de aletas. Entonces:

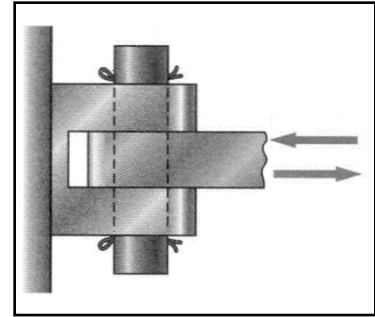


Fig.22. Pasador y varilla. F: Beer, Johnston, Dewolf. Mecánica de materiales

El esfuerzo que experimenta la varilla es de tipo axial ya que empuja y jala sobre el pasador, como se muestra en la **Fig. 22**, se calculará el esfuerzo de corte directo en el pasador, además, el esfuerzo a la tensión en el área plana de la varilla, la que se considerara como su área mínima

Esfuerzo en el pasador:

El material del pasador será acero **AISI 1020** el mismo que el de la varilla:

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 3,865 \text{ kg/cm}^2$

La fuerza en el pasador será la misma que se asumió para la varilla, por lo tanto:

$$F_{var} = F_{pas} = 18,410.34 \text{ Kg}$$

El esfuerzo en el pasador es de corte directo, sin embargo, como la varilla tira por el centro y este se encuentra sujeto en sus dos extremos, se dice que el esfuerzo en el pasador es también de corte doble (**Ver Fig. 23**)

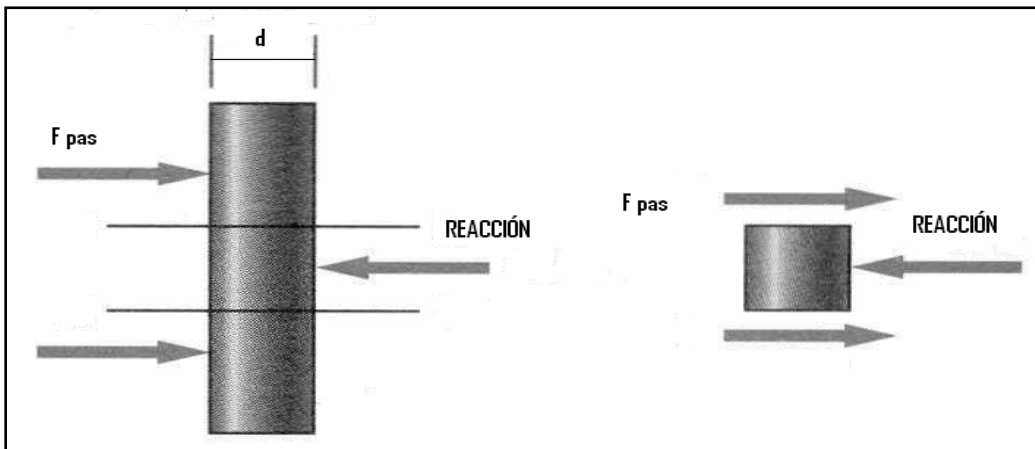


Fig. 23. Corte doble en un pasador. Fuente: Beer, Johnston, Dewolf. Mecánica de Materiales.

Entonces para calcularlo:

$$\tau_{pas} = \frac{P_4}{A} = \frac{F_{pas}}{A} \leq \sigma_u \text{ (material del pasador)}$$

Donde la fuerza en el pasador (F_{pas}), se divide entre dos por encontrarse en corte doble:

$$\frac{F_{pas}}{2} = \frac{18,410.34}{2} = \mathbf{9,205.17 \text{ Kg}}$$

Ahora se despeja y sustituye para determinar el diámetro mínimo para el pasador:

$$A_{pas} = \frac{F_{pas}}{\sigma_u} = \frac{9,205.17}{3,865} = \mathbf{2.3816 \text{ cm}^2}$$

Donde:

$$A_{pas} = \pi \times R^2$$

Despejando para el radio:

$$R_{pas} = \sqrt{\frac{A_{pas}}{\pi}} = \sqrt{\frac{2.3816}{\pi}} = \mathbf{0.8706 \text{ cm}}$$

Entonces para el diámetro:

$$d_{pas} = 2 \times R_{pas} = 2 \times 0.8706 = \mathbf{1.7412 \text{ cm}}$$

Se toma $d_{pas} = \mathbf{2.5 \text{ cm} = 25 \text{ mm}}$ para mayor seguridad

Entonces para el área transversal real del pasador:

$$A_{pas} = \pi \times R^2 = \pi \times (1.2)^2 = \mathbf{4.523 \text{ cm}^2}$$

Ahora que se tiene el área se puede calcular el esfuerzo cortante

Entonces:

$$\tau_{pas} = \frac{F_{pas}}{A_{pas}} = \frac{9,205.17}{4.523} = \mathbf{2,035.191 \text{ Kg/cm}^2}$$

El esfuerzo de corte es menor que la resistencia del material por lo tanto el pasador resiste. El pasador se fijará al soporte del portamandíbula con dos pines de aletas.

Esfuerzo en el extremo plano de la varilla

Para el área plana de la varilla se considerará el diámetro del agujero donde entrará el pasador ya que el espesor de las paredes no debe quedar muy reducido para que estas no fallen. Entonces se asume para el área plana de la varilla:

w: 5 cm (ancho)

L: 5 cm (largo)

t: 2.5 cm (espesor)

Por lo tanto se calculará el esfuerzo en el área plana de la varilla, entonces para el área transversal tomando en cuenta el diámetro del pasador se tiene:

$$A_{\text{plan}} = t \times (w - d_{\text{pas}}) = 2.5 \times (5 - 2.5) = \mathbf{6.25 \text{ cm}^2}$$

Ahora para el esfuerzo de tensión:

$$\sigma_u = \frac{F_{\text{var}}}{A_{\text{plan}}} = \frac{18,410.34}{6.25} = \mathbf{2,945.654 \text{ Kg/cm}^2}$$

Como el esfuerzo calculado es menor que el del material, Por lo tanto el área plana o menor de la varilla resiste para el pasador.

3.7.8 Cálculo del resorte de amortiguación.

El resorte o muelle se instalara al otro extremo de la varilla, considerando el diámetro de esta, para que el resorte entre libre se asumirá:

$$\mathbf{D_i = 50 \text{ mm} = 5 \text{ cm}} \text{ (Diámetro interno del resorte)}$$

El material para el alambre del resorte es acero A227 calibre 3, de la Tabla 10, anexos I se toma para el alambre del resorte:

Modulo de cortante: $G = 11.5 \times 10^6 \text{ psi}$

Modulo de tensión: $E = 28.6 \times 10^6 \text{ psi}$

Se requiere el valor de G en Kg/cm^2 , entonces:

$$1 \text{ Kg/cm}^2 = 14.22 \text{ psi}$$

$$\mathbf{G = \frac{11.5 \times 10^6}{14.22} = 808,720.112 \text{ Kg/cm}^2}$$

Se asumirá un diámetro para el alambre del resorte:

$$\mathbf{D_w = 6 \text{ mm} = 0.6 \text{ cm}}$$

Entonces para el diámetro medio del resorte (D_m) se tiene:

$$D_m = D_i + D_w = 50 + 6 = \mathbf{56 \text{ mm} = 5.6 \text{ cm}}$$

Índice C del resorte

El índice del resorte C se determina por la relación del diámetro medio (D_m) entre el diámetro del alambre (D_w) para que no se causen grietas en el resorte al momento de darle forma se recomienda que:

$$5 < C < 12$$

Entonces para C:

$$C = \frac{D_m}{D_w} = \frac{56}{6} = \mathbf{9.333 \text{ mm}}$$

Se toma:

$$\mathbf{C = 9}$$

Factor Wahl del resorte (K)

El factor Wahl es el termino con el cual se tiene en cuenta la curvatura del alambre y el esfuerzo cortante directo, este esta relacionado con el índice C de la siguiente manera:

$$K = \frac{4C - 1}{4C - 4} + \frac{0.615}{C} = \frac{4 \times 9 - 1}{4 \times 9 - 4} + \frac{0.615}{9} = \mathbf{1.162}$$

Calculo del esfuerzo de corte esperado en el alambre (τ_o)

El esfuerzo de corte que se espera para el alambre del resorte se puede calcular por la siguiente ecuación:

$$\tau_o = \frac{8 \times K \times F_o \times D_m}{\pi \times D_w^3}$$

Donde F_o es la fuerza de compresión del resorte, la cual se tomará como la masa estimada del portamandíbula ya que el resorte se comprime cuando este tira de la varilla, entonces:

Se desestimará la masa de la caja del eje y los rodamientos ya que esta es soportada por el bastidor de la trituradora, por lo tanto se consideran únicamente la masa de la placa de sujeción, se tiene que la masa estimada de la placa de sujeción es $m \approx 83 \text{ Kg}$ entonces para la fuerza:

$$\mathbf{F_o \approx 83 \text{ Kg}}$$

Entonces para el esfuerzo:

$$\tau_o = \frac{8 \times 1.162 \times 83 \times 5.6}{\pi \times (0.6)^3} = \mathbf{6,368.136 \text{ Kg/cm}^2}$$

Cálculo de la constante del resorte (k)

La relación entre la fuerza que ejerce un resorte y su deformación es su constante de elasticidad, esta se puede calcular por la siguiente ecuación:

$$k = \frac{F_o}{L_f - L_o}$$

Donde L_o es la longitud de operación del resorte o la longitud hasta donde se debe de comprimir el resorte en su óptimo trabajo y L_f es la longitud libre o la longitud cuando no está comprimido, para estos se asumirá:

$$L_f = 108 \text{ mm} = 10.8 \text{ cm}$$

$$L_o = 60 \text{ mm} = 6.0 \text{ cm}$$

Entonces:

$$k = \frac{F_o}{L_f - L_o} = \frac{83}{10.8 - 6} = \mathbf{17.291}$$

Una vez calculada la constante se puede determinar el número de espiras del resorte, estas son las vueltas que tiene el alambre, entre las espiras se pueden considerar algunas inactivas, aunque eso dependerá de los extremos del resorte, se puede calcular las espiras activas por la siguiente expresión:

$$N_a = \frac{G \times D_w}{8 \times k \times C^3} = \frac{808,720.112 \times 0.6}{8 \times 17.291 \times (8)^3} = \mathbf{6.850}$$

Se toma:

$$N_a = \mathbf{6}$$

Los extremos del resorte serán escuadrados y rectificadas por lo que los extremos serán espiras inactivas, entonces para el número total de espiras:

$$N = N_a + 2 = 6 + 2 = \mathbf{8}$$

Se calculara la longitud comprimida (L_s), cuando todas las espiras se tocan:

$$L_s = D_w \times N = 0.6 \text{ cm} \times 8 = \mathbf{4.8 \text{ cm} = 48 \text{ mm}}$$

Comprobación del esfuerzo en el alambre

De la Fig.33, anexos I, Esfuerzos cortantes de diseño para alambres de acero ASTM A227 se selecciona el esfuerzo para servicio promedio en función del diámetro del alambre, entonces:

$$\tau_{oprom} = 660 \text{ Mpa} = 6,730 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo calculado es menor que el del material por lo tanto el alambre resiste el esfuerzo requerido. El resorte tendrá las siguientes especificaciones:

$$D_i = 50 \text{ mm} = 5.0 \text{ cm (Diám. interior)}$$

$$D_m = 56 \text{ mm} = 5.6 \text{ cm (Diám. medio)}$$

$$D_e = 62 \text{ mm} = 6.2 \text{ cm (Diám. exterior)}$$

$$D_w = 6 \text{ mm} = 0.6 \text{ cm (Diám. alambre)}$$

$$N = 8: 2 \text{ son inactivas (Núm. de espiras total)}$$

$$L_f = 108 \text{ mm} = 10.8 \text{ cm (Long. sin comprimir.)}$$

$$L_s = 48 \text{ mm} = 4.8 \text{ cm (Long. comprimida total)}$$

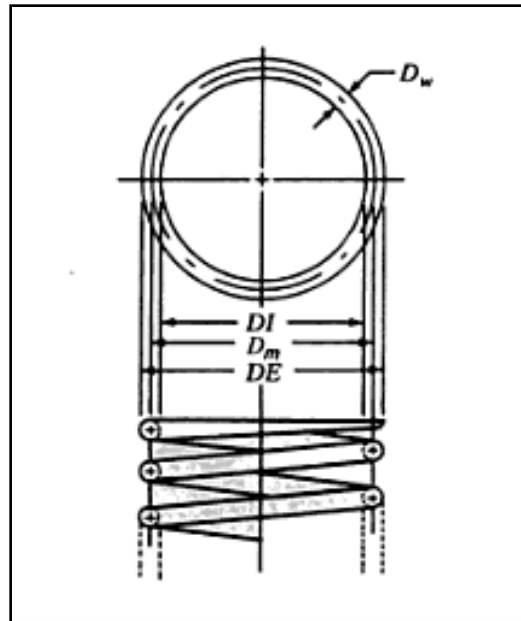


Fig.23. Diámetros de un resorte. Fuente: Robert L. Mott. Diseño de elementos de Maq. 4, Resortes

Se utilizarán dos arandelas planas a cada extremo de resorte

3.7.9 Cálculo de las mandíbulas

Las mandíbulas se construirán con láminas de acero al carbón, y los dientes se formarán con recubrimiento duro de soldadura, la mandíbula móvil será más grande que la fija pero estas tendrán el mismo espesor.

Cálculo de la lámina de las mandíbulas

El material para la lámina será acero **AISI 1040**, para este material se sabe que:

$$\text{Resistencia a la fluencia: } \sigma_y = 2,958 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Resistencia límite de tensión: } \sigma_u = 5,344 \text{ kg/cm}^2$$

La fuerza que soportará la lámina es la de trituración **P = 95,782.50 Kg**, Se determinará el espesor de la lámina en función de la fórmula para el esfuerzo:

$$\sigma_y = \frac{P}{A} \leq \sigma_u \text{ (material de la lamina)}$$

Despejando y sustituyendo se obtiene el área transversal:

$$A_{Lam} = \frac{P}{\sigma_u \text{ (material)}} = \frac{95,782.50}{2,958} = \mathbf{32.380 \text{ Kg/cm}^2}$$

Donde:

$$A_{Lam} = w \times t$$

Se toma $w = 40 \text{ cm}$ que es el ancho de la placa del portamandibula, ya que en esta se sujetará la mandíbula, entonces para el espesor:

$$t = \frac{A}{w} = \frac{32.380}{40} = \mathbf{0.809 \text{ cm}}$$

Considerando que el material puede ceder por fatiga, y la deformación que puede causar la soldadura para los dientes, Se toma un espesor mayor, por lo tanto:

$$\mathbf{t = 3 \text{ cm} = 30 \text{ mm}}$$

Entonces para el área real:

$$A = w \times t = 40 \times 3 = 120 \text{ cm}^2$$

Ahora para el esfuerzo de fluencia:

$$\sigma_y = \frac{95,782.50}{120} = \mathbf{798.187 \text{ Kg/cm}^2}$$

El esfuerzo calculado es menor que el del material, por lo tanto las laminas resisten. Se utilizaran 2 láminas del mismo espesor para las mandíbulas. Se maquinaran orificios pasantes a estas para insertar los pernos que la fijarlas.

Calculo de los pernos que sujetan las mandíbulas

Para que las mandíbulas estén bien fijadas al portamandíbula y a la pared delantera respectivamente, se utilizaran 12 pernos distribuidos en las láminas en filas de 4. Entonces la fuerza a soportar por los pernos se distribuirá entre 12, por lo tanto se tiene:

La fuerza que se transmite a los pernos es $P_3 = \mathbf{53,185.427}$ siendo esta la fuerza que ejerce el eje y hace mover al portamandíbula de adelante hacia atrás, al dividir se tendrá:

$$\frac{53,185.427}{12} = 4,432.118 \text{ Kg} = F_{\text{pern}}$$

El material para el perno es acero grado 9.8 para medidas métricas, como ya se vio en el cálculo para el perno de regulación para este material se tiene:

$$\sigma_p = 6,118.2 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (resistencia de prueba)}$$

Entonces para calcular el área transversal del perno:

$$A_{\text{pern}} = \frac{P}{\sigma_p} = \frac{4,432.118}{6,118.2} = 0.7244 \text{ cm}^2$$

Donde el área también se puede expresar así

$$A_{\text{pern}} = \pi \times R^2$$

Entonces para el radio:

$$R_{\text{pern}} = \sqrt{\frac{A_{\text{pern.}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.7244}{\pi}} = 0.4801 \text{ cm}$$

Ahora para el diámetro se multiplica:

$$d_{\text{pern}} = 2 \times R = 2 \times 0.4801 \text{ cm} = 0.9602$$

Considerando la vibración constante, se toma:

$$d_{\text{pern}} = 1.4 \text{ cm} = 14 \text{ mm}$$

Para el área transversal real:

$$A = \pi \times (0.7)^2 = 1.539 \text{ cm}^2$$

Ahora para el esfuerzo de corte en los pernos:

$$\tau_{\text{pas}} = \frac{P_3}{A} = \frac{F_{\text{pas}}}{A} = \frac{4,432.118}{1.539} = 2,879.86 \text{ Kg/cm}^2$$

El esfuerzo calculado es menor que el del material, por lo tanto los pernos resisten. Se utilizaran pernos de cabeza tipo cilíndrica con vaciado hexagonal tamaño M14 grado 9.8 de longitud entre 12 y 13 cm que sujetaran en la parte superior, central e inferior a las mandíbulas. Las tuercas serán de tipo hexagonal M14, La caja del portamandíbula tendrá también 8 agujeros pasantes en el borde donde saldrán los pernos.

Cálculo de la soldadura en la construcción de los dientes en la mandíbula

Para la soldadura que formará los dientes, la placa será fijada con sus pernos a un soporte para que no se deforme. Se requiere un cordón o filete de revestimiento de 28 mm de ancho aproximadamente, de esta manera la placa de 400 mm de ancho tendrá 9 dientes, dejando una distancia de 32 mm del borde al primer diente para cada lado. Entre cada diente se procurará un espacio de 6 mm de separación y de 20 mm entre cada tres dientes, espacio donde entraran los pernos. (Ver Fig. 24)

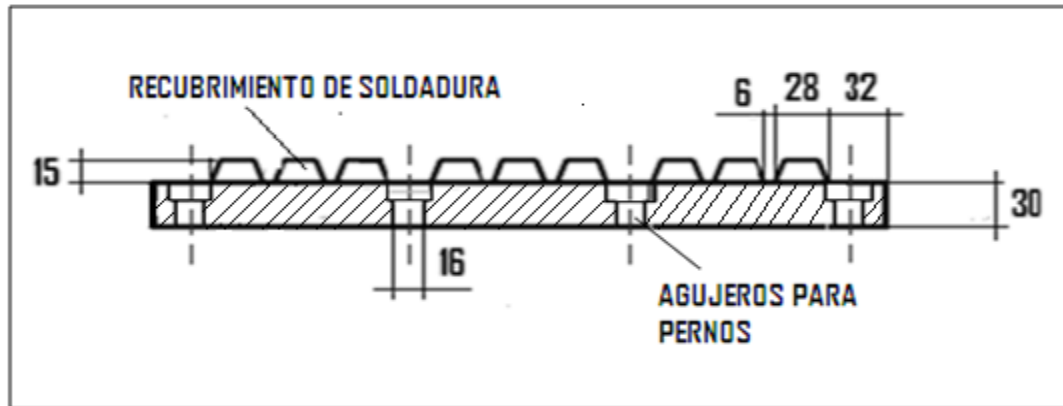


Fig. 24. Área transversal de las mandíbulas. Parte de los elementos internos de la TMSE

Área transversal del cordón

Se utilizará electrodo Stooddy 2134 de 3/16'', de revestimiento duro, utilizado en partes de trituradoras y equipos de minería para abrasión severa con impacto de moderado a severo. El cordón será de tope, tipo filete, para una placa de 3 cm (30 mm) de espesor se tiene para el tamaño aproximado del cordón de la Tabla.11, anexos I:

$$3/8'' = 9.5 \text{ mm}$$

Altura mínima del cordón: $h = 9.5 \text{ mm}$

Espesor mínimo del cordón $t = 0.707 \times h = 0.707 \times 9.5 = 6.716 \text{ mm}$

Se toma: $t = 7 \text{ mm}$

Para el área transversal del cordón considerando esta aproximadamente rectangular:

$$A_{tc} = t \times h = 7 \times 9.5 = 66.50 \text{ mm}^2 = 0.665 \text{ cm}^2$$

Longitud de los cordones:

Se trazara a lo largo de la lámina al menos 3 cordones dobles para formar cada diente con una altura 15 mm como mínimo, dando un total de 6 cordones por diente.

Cada placa utilizará 9 dientes tomando en cuenta los espacios para la entrada de los pernos de sujeción, entonces para cada mandíbula se tendrá:

Mandíbula móvil: 54 cordones de 550 mm

Mandíbula fija: 54 cordones de 510 mm

Ahora para la longitud total de los cordones:

$$L_{\text{ctot}} = (54 \times 550) + (54 \times 510) = 57,240 \text{ mm} = 5,724 \text{ cm}$$

Volumen de la soldadura

Para el volumen de la soldadura se tiene:

$$V_{\text{ctot}} = A_{\text{tc}} \times L_{\text{ctot}}$$

$$V_{\text{ctot}} = 0.665 \times 5,724 = \mathbf{3,806.46 \text{ cm}^3}$$

Masa para la soldadura:

Una vez que se tiene el volumen total se puede determinar la masa de la soldadura:

$$M_{\text{sp}} = \rho \times V_{\text{dtot}}$$

Donde $\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3$ (densidad aproximada del material de aportación, electrodo)

$$M_{\text{sp}} = 7.85 \times 3,806.46 = \mathbf{29,880.711 \text{ gr}}$$

Se divide entre 1000 para obtener Kg:

$$M_{\text{sp}} = \mathbf{29.8807 \text{ Kg}}$$

Características del electrodo

Tipo de electrodo Stooddy 2134 para revestimiento duro.

Varillas de 3/16" x 14" de largo.

Se adhiere fácilmente a los aceros de medio carbón.

Corriente de fusión 700 amp para soldadura de arco eléctrico.

Se pueden utilizar con corriente AC y AD.

Masa aproximada de las mandíbulas:

Mandíbula móvil: 77 Kg

Mandíbula fija: 67 Kg

3.8 Cálculo de la estructura de la TMSE

La estructura o bastidor de la trituradora es el que soporta todos los componentes de la máquina además del impacto de la acción al triturar las rocas, por lo tanto, este debe de ser muy rígido y resistente. Entonces para el material a utilizar, se selecciona de la Tabla.12, anexos I, Propiedades de los aceros estructurales:

Acero estructural **ASTM A36**, donde se tiene que:

Resistencia a la fluencia: $\sigma_y = 250 \text{ Mpa} = 2,550 \text{ kg/cm}^2$

Resistencia límite de tensión: $\sigma_u = 400 \text{ Mpa} = 4,079 \text{ kg/cm}^2$

Modulo de elasticidad: $E = 207 \text{ Gpa} = 2.1107 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$

La estructura se dividirá en dos conjuntos mayores, a los que se llamará: Conjunto pared delantera y Conjunto bastidor. Cada conjunto estará formado por diferentes piezas, pero, una vez ensamblados los conjuntos formaran una sola estructura rígida.

3.8.1 Conjunto pared delantera

Este conjunto estará formado por: una placa frontal, dos placas laterales y tres placas de refuerzo, las placas se unirán por medio de soldadura para formar una armazón conocida como una amarra convencional transversal, como se muestra en la **Fig.25**.

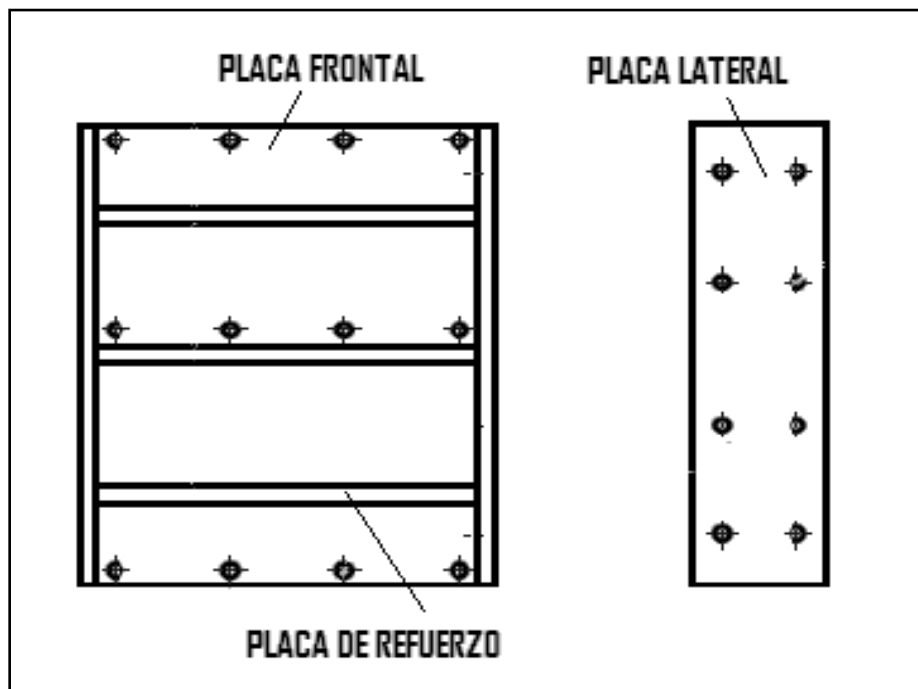


Fig.25. Conjunto pared delantera, Parte de la estructura de la TMSE

Placa frontal

En la placa frontal se maquinaran 12 agujeros pasantes para los pernos que unirán la mandíbula fija con esta. Para considerar su espesor se determinará el área transversal mínima de la placa, tal como en los cálculos anteriores, entonces:

$$\sigma_y = \frac{P}{A} \leq \sigma_y (\text{material de la placa})$$

La fuerza a la que estará sometido todo el conjunto, y por lo tanto también la placa frontal, es la fuerza de trituración **P = 95,782.50 Kg**. De tal manera para conocer el área transversal:

$$A_{pf} = \frac{P}{\sigma_y (\text{material})} = \frac{95,782.50}{2,550} = 37.561 \text{ cm}^2$$

Donde:

$$A_{pf} = w \times t$$

Despejando para el espesor:

$$t = \frac{A_{pf}}{w} =$$

Siendo el ancho de la placa **w = 40 cm**, el cual se tomará igual al de la mandíbula fija

$$t = \frac{37.561}{40} = 0.9390 \text{ cm}$$

Se tomará: **t = 2 cm**

Este espesor se utilizará para todo el conjunto, Se exceptuaran únicamente las placas laterales por efectos de espacio.

Área de la superficie de la placa frontal:

$$A_{spf} = w \times h$$

Donde h = 550 mm = 55 cm, que es la altura de la pared delantera calculada en las dimensiones iniciales de la TMSE, entonces:

$$A_{spf} = 40 \times 55 = 2,200 \text{ cm}^2$$

Volumen de la placa frontal:

$$V_{pf} = A_{sp} \times t = 2,200 \times 2 = \mathbf{4,400 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la placa frontal:

$$M_{pf} = V_{pf} \times \rho$$

Donde $\rho = 7.8 \text{ gr/cm}^3$ es la densidad aproximada del acero al carbón y aleado.

$$M_{pf} = 4,400 \times 7.8 = 34,320 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$\mathbf{M_{pf} = 34.32 \text{ Kg}}$$

Placa lateral

El conjunto constará con 2 placas laterales, a cada una de las placas se le maquinaran 8 agujeros para ensamblar los dos conjuntos, como las placas estarán en función de refuerzo y por limitaciones de espacio, el espesor de estas placas se asumirá:

$$t_{pl} = 1.5 \text{ cm}$$

Área de la superficie de la placa lateral:

$$A_{spl} = w \times h$$

Donde $h = 550 \text{ mm} = 55 \text{ cm}$ y $w = 140 = 14 \text{ cm}$

$$\mathbf{A_{spl} = 14 \times 55 = 770 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la placa lateral:

$$V_{pl} = A_{pl} \times t = 770 \times 1.5 = \mathbf{1,155 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la placa lateral:

$$M_{pl} = V_{pl} \times \rho = 1,155 \times 7.8 = 9,009 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$\mathbf{M_{pl} = 9.009 \text{ Kg}}$$

Placa de refuerzo

Se utilizarán 3 placas de refuerzo para el conjunto, estas tendrán la función de soporte para la pared, así esta resistirá un mayor esfuerzo de flexión. El espesor de la placa será el ya calculado:

$$t_{pr} = 2 \text{ cm}$$

Área de la superficie de la placa de refuerzo:

$$A_{spr} = w \times h$$

Donde $h = 400 \text{ mm} = 40 \text{ cm}$ y $w = 120 = 12 \text{ cm}$

$$A_{pr} = 12 \times 40 = \mathbf{480 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la placa refuerzo:

$$V_{pr} = A_{pr} \times t = 480 \times 2 = \mathbf{960 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la placa de refuerzo:

$$M_{pd} = V_{pr} \times \rho = 960 \times 7.8 = 7,488 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$\mathbf{M_{pd} = 7.488 \text{ Kg}}$$

Masa total aproximada del conjunto pared delantera

$$\mathbf{M_{pd} = M_{pf} + M_{pl} + M_{pr} = 34.32 + 9.009 + 7.488 = 50.817 \text{ Kg}}$$

3.8.2 Calculo de la resistencia del conjunto

Se calculará los esfuerzos en la pared delantera asumiéndola como una viga I o de patín ancho, que estará sometida a una fuerza que la atraviesa horizontalmente, como se muestra en la Fig.26.

Donde C será el centroide de la pared

$$\text{En este caso } \mathbf{C = 43/2 = 21.5 \text{ cm}}$$

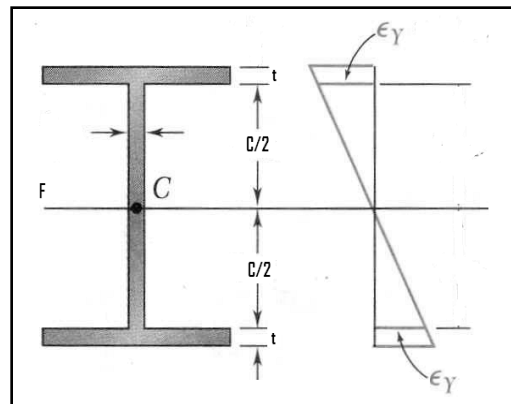


Fig.26. Viga I sometida a flexión. Beer, Johnston Dewolf. Mecánica de Materiales.

Momento centroidal de inercia de la pared (I)

$$I = 1/12 w \times h^3$$

Entonces para la pared que tiene alerones:

$$I = 1/12 (14) \times (43)^3 - 1/12 (14 - 2) \times (40)^3 = \mathbf{28,758.165 \text{ cm}^4}$$

Momento flector que resiste la pared (M_y)

Una vez que se tiene el momento centroidal de inercia y el centroide de la pared se puede calcular el momento flector en función de la resistencia de fluencia de material (σ_y), entonces:

$$M_y = \frac{\sigma_y}{C} \times I = \frac{2,550}{21.5} \times 28,758.165 = \mathbf{3.4108 \times 10^6 \text{ Kg.cm}}$$

Deformación unitaria (ϵ_y) y radio de curvatura (R_c) de la pared

La deformación unitaria de la pared se puede calcular también en función del esfuerzo de fluencia y el modulo de elasticidad (E) del material, donde:

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} = \frac{2,550}{2.1107 \times 10^6} = \mathbf{1.208 \times 10^{-3}}$$

Ahora para obtener el radio de curvatura se tiene que:

$$C = \epsilon_y \times R_c$$

Despejando:

$$R_c = \frac{C}{\epsilon_y} = \frac{21.5}{1.208 \times 10^{-3}} = \mathbf{17,798.013 \text{ cm}}$$

Comprobamos con la fuerza P el momento flector real que se transmitirá a la pared, entonces:

$$M_{y2} = P \times C = 95,782.50 \times 21.5 = \mathbf{2.0593 \times 10^6}$$

Por lo tanto el momento que resiste la estructura es mucho mayor que el transmitido eso sin tomar en cuenta las placas de refuerzo, de tal manera se puede afirmar que la pared delantera cumplirá con lo requerido.

Cálculo de la soldadura

Para el conjunto completo se utilizaran electrodos E6013 de 1/8 "de diámetro, donde se tendrá que:

$$\text{Limite de resistencia } \sigma_y = 60,000 \text{ psi} = 4,219.409 \text{ kg/cm}^2$$

El cordón será de chaflán sin penetración en la orilla de tipo de filete. Se selecciona el tamaño del cordón según el espesor de la placa a unir (Ver Tabla.11, anexos I) para un espesor de 20 mm (de 3/4" a 1 1/2") se tiene:

Altura mínima del cordón: $h = 7.94 \text{ mm}$

Espesor mínimo del cordón $t = 0.707 \times h = 0.707 \times 7.94 = 5.613 \text{ mm}$

Se toma: $t = 6 \text{ mm}$

Entonces para el área transversal del cordón de soldadura que se toma como forma triangular, se tiene que:

$$A_c = \frac{1}{2} t \times h$$

$$A_c = \frac{1}{2} 6 \times 7.94 = \mathbf{23.82 \text{ mm}^2} = \mathbf{0.2382 \text{ cm}^2}$$

Para la longitud del cordón se utilizarán aproximadamente:

2 cordones de 550 mm = 55 cm para unir las placas laterales con la placa frontal

6 cordones de 400 mm = 40 cm para unir los refuerzos a la placa frontal

12 cordones de 120 mm = 12 cm para unir los refuerzos a las placas laterales

Volumen de la soldadura

Se sumarán todas las longitudes para calcular un volumen total:

$$L_{\text{ctot}} = (2 \times 550) + (6 \times 400) + (12 \times 120) = \mathbf{4,940 \text{ mm}} = \mathbf{494 \text{ cm}}$$

Ahora para el volumen:

$$V_{\text{ctot}} = L_{\text{ctot}} \times A_c = 494 \times 0.2382 = \mathbf{117.670 \text{ cm}^3}$$

Masa de la soldadura

La masa aproximada de la soldadura se puede determinar mediante la fórmula ya conocida:

$$M_s = \rho \times V_{\text{ctot}}$$

Donde $\rho = \mathbf{7.85 \text{ gr/cm}^3}$ (densidad aproximada del material de aportación, electrodo)

Entonces:

$$M_s = 7.85 \times 117.670 = \mathbf{923.709 \text{ gr}}$$

Se divide entre 1000 para pasar el valor a Kg

$$M_s = 0.9237 \text{ Kg}$$

Redondeado:

$$M_s = 1 \text{ Kg}$$

Se utilizará aproximadamente esta cantidad para unir todo el conjunto de la pared delantera.

3.8.3 Conjunto Bastidor

Este conjunto estará conformado por: dos paredes laterales, dos placas de anclaje, ocho soportes angulares, una barra de unión, una placa superior de soporte, una placa intermedia con tuerca y una pieza de soporte en forma de T. Las piezas se unirán por medio de soldadura para formar el bastidor como se muestra en la **Fig. 27**, este conjunto se unirá con la pared delantera para formar una sola carcasa.

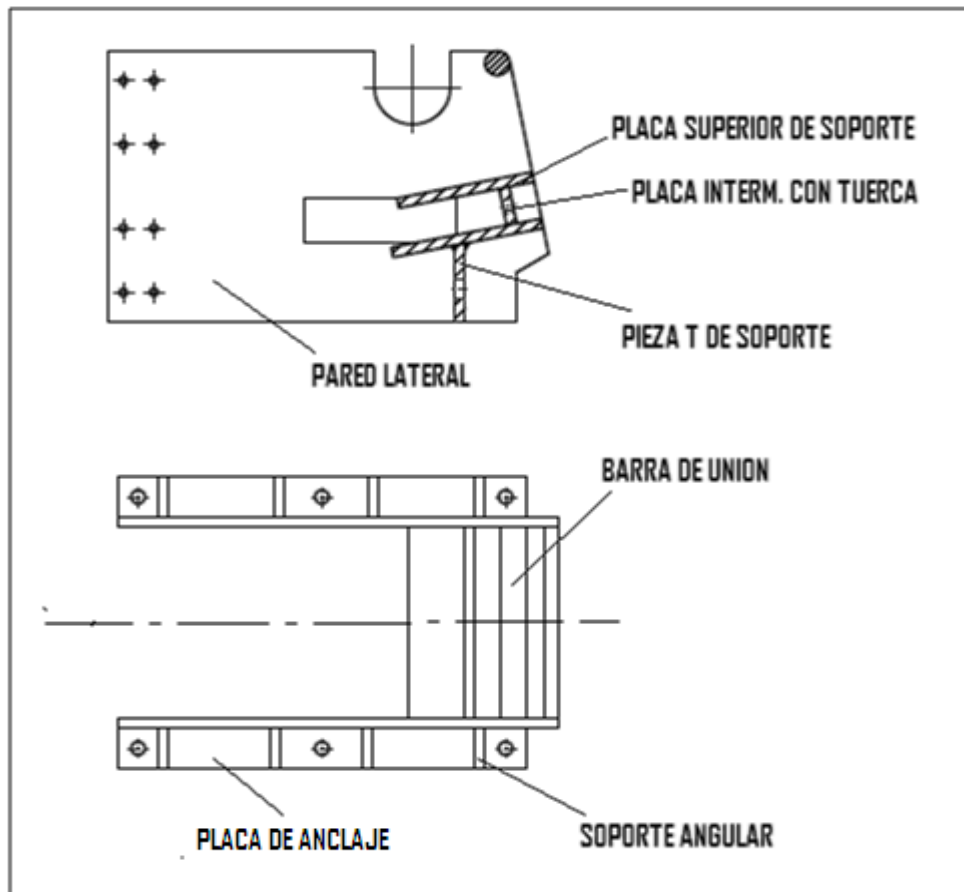


Fig. 27. Conjunto bastidor. Parte de la estructura de la TMSE

Pared lateral

Se utilizarán 2 paredes laterales, estas tendrán la función de soportar los componentes más pesados de la máquina como: el eje, el portamandíbula, la polea y la volante, además de la fuerza transmitida por el movimiento oscilatorio de la masa excéntrica. En cada pared se maquinaran 8 agujeros pasantes, para los pernos del ensamblaje, también se hará una abertura rectangular casi al centro de la pared para facilitar el cambio de los componentes internos, y una circunferencia en la parte superior con agujeros roscados en los bordes para el portacojinete.

El espesor de las paredes se tomará también de $t = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$

Se comprobará si la lámina resiste el esfuerzo con este espesor, se tomará como una lamina rectangular, se despreciará la parte inclinada al final, entonces para el área transversal:

$$A_{pl} = t \times L_{pl}$$

$$\text{Donde } L_{pl} = 800 \text{ mm} = 80 \text{ cm}$$

$$A_{pl} = 2 \times 80 = \mathbf{160 \text{ cm}^2}$$

Se restará el área transversal de la abertura rectangular, que es:

$$A_{ab} = 2 \times 9 = \mathbf{18 \text{ cm}^2}$$

Entonces:

$$A_{pl} = 160 - A_{ab} = 160 - 18 = \mathbf{142 \text{ cm}^2}$$

Ahora para el esfuerzo:

$$\sigma_y = \frac{P_{tot}}{A_{pl}}$$

Donde $P_{tot} = P_3$ (fuerza transmitida por la excéntrica) + P_c (peso de los componentes)

Entonces:

$$P_3 = \mathbf{53,185.427}$$

$$P_c = \text{masa: eje} = 48 \text{ Kg} + \text{caja del eje} = 166 \text{ Kg} + \text{mandíbula móvil} = 77 \text{ Kg} \\ + \text{Polea} = 46.71 \text{ Kg} + \text{Volante} = 46.71 \text{ Kg} = \mathbf{384.42 \text{ Kg}}$$

$$P_{tot} = 53,185.427 + 384.42 = \mathbf{53,566.847 \text{ Kg}}$$

Ahora se divide la fuerza entre 2 porque será soportada por las 2 láminas, por lo tanto:

$$P_{\text{tot}} = \frac{53,566.847}{2} = \mathbf{26,783.423 \text{ Kg}}$$

De tal manera para el esfuerzo se tiene que:

$$\sigma_y = \frac{26,783.423}{142} = \mathbf{188.615 \text{ Kg/cm}^2}$$

Área de la superficie de la pared lateral:

$$A_{\text{sp}} = (h \times L_{\text{pl}}) - A_{\text{ab}} - A_{\text{sc}}$$

Donde “h” es el alto de la pared, “A_c” es el área superficial de la circunferencia para el portacojinete y “A_{sa}” el área superficial de la abertura:

$$h = 550 \text{ mm} = 55 \text{ cm}$$

$$A_{\text{sc}} = \pi \times (8)^2 = 201.061 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{sa}} = 9 \times 30 = 270 \text{ cm}^2$$

Entonces:

$$A_{\text{sp}} = (55 \times 80) - 201.061 - 270 = \mathbf{3,928.939 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la pared lateral:

$$V_{\text{pl}} = A_{\text{sp}} \times t = 3,928.939 \times 2 = \mathbf{7,857.878 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la pared lateral:

$$M_{\text{pl}} = V_{\text{pl}} \times \rho = 7,857.878 \times 7.8 = \mathbf{61,291.448 \text{ gr}}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$M_{\text{pl}} = \mathbf{61.291 \text{ Kg}} \text{ (Cada lamina)}$$

Placa de anclaje

El conjunto constará con 2 placas de anclaje que tendrán la función de base para fijar la estructura a un cimiento al momento de instalarse, cada placa tendrá 3 agujeros pasantes para utilizar pernos o espárragos. El espesor será el mismo para todo el conjunto:

$$t = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$$

Área de la superficie de la placa de anclaje:

$$A_{\text{san}} = w \times L_{\text{an}}$$

Donde $L_{\text{an}} = 800 \text{ mm} = 80 \text{ cm}$ (longitud placa) y $w = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$ (ancho placa)

$$A_{\text{san}} = 80 \times 8 = \mathbf{640 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la placa de anclaje:

$$V_{\text{an}} = A_{\text{an}} \times t = 640 \times 2 = \mathbf{1,280 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la placa de anclaje:

$$M_{\text{an}} = V_{\text{an}} \times \rho = 1,280 \times 7.8 = 9,984 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$M_{\text{an}} = \mathbf{9.984 \text{ Kg}}$$

Soporte angular

Se utilizaran 8 soportes angulares en el conjunto, 4 a cada lado, estos estarán soldados a la pared lateral y a la lamina de anclaje, su función es de refuerzo para la base y la estructura. El espesor de los soportes es también:

$$t_{\text{so}} = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$$

Área de la superficie de los soportes:

Como su forma es triangular

$$A_{\text{SSO}} = \frac{1}{2} w_{\text{so}} \times h_{\text{so}}$$

Donde w_{so} y $h_{\text{so}} = 80 \text{ mm} = 8 \text{ cm}$ (ancho y alto del soporte)

$$A_{\text{SSO}} = \frac{1}{2} (8) \times 8 = \mathbf{32 \text{ cm}^2}$$

Volumen del soporte angular:

$$V_{\text{so}} = A_{\text{SSO}} \times t_{\text{so}} = 32 \times 2 = \mathbf{64 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada del soporte angular:

$$M_{\text{sa}} = V_{\text{so}} \times \rho = 64 \times 7.8 = 499.2 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$M_{sa} = 0.4992 \text{ Kg}$$

Barra de unión

Las 2 paredes laterales del conjunto estarán unidas por una barra de acero del mismo material ASTM A36, esta, además unir el conjunto aportará rigidez a la estructura. Su espesor se determinará por la ecuación para el área mínima transversal ya conocida, en función del esfuerzo de fluencia del material, entonces:

$$A_{bu} = \frac{P_3}{\sigma_y (\text{material})}$$

Donde “P₃” es la fuerza transmitida por el eje excéntrico, la que estará dividida entre los extremos de la barra, por lo tanto:

$$P_3 = \frac{53,185.427}{2} = 26,592.713$$

$$A_{bu} = \frac{26,592.713}{2,550} = 10.428 \text{ cm}^2$$

Donde para la barra:

$$A_{bu} = \pi \times R_{bu}^2$$

Despejando para el radio:

$$R_{bu} = \sqrt{\frac{A_{bu}}{\pi}} = \sqrt{\frac{10.428}{\pi}} = 1.821$$

Para el diámetro:

$$D_{bu} = 1.821 \times 2 = 3.6438 \text{ cm}$$

Considerando que el valor calculado es el diámetro mínimo que puede tener la barra y tomando en cuenta que debe resistir vibraciones y golpes, para una mayor rigidez se tomará:

$$D_{bu} = 5 \text{ cm}$$

Entonces para el área real de la barra:

$$A_{rbu} = \pi \times (2.5)^2 = \mathbf{19.634 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la barra de unión:

$$V_{bu} = A_{rbu} \times L_{bu}$$

Donde $L_{bu} = 430 \text{ mm} = 43 \text{ cm}$ (longitud de la barra)

$$V_{bu} = 19.634 \times 43 = \mathbf{844.262 \text{ cm}^3}$$

Masa de la barra de unión:

$$M_{bu} = V_{bu} \times \rho = 844.262 \times 7.8 = 6,585.243 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$M_{bu} = \mathbf{6.5852 \text{ Kg}}$$

Placa superior de soporte

La placa superior de soporte estará soldada entre las 2 paredes laterales quedando en la parte interna del conjunto, esta placa servirá de refuerzo y guía para el soporte de la placa de articulación del mecanismo de regulación. El espesor será también:

$$t_{ps} = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$$

Área de la superficie de la placa superior:

$$A_{ps} = w_{ps} \times h_{ps}$$

Donde $w_{ps} = 430 \text{ mm} = 43 \text{ cm}$ (ancho) $L_{ps} = 270 \text{ mm} = 27 \text{ cm}$ (longitud)

$$A_{ps} = 43 \times 27 = \mathbf{1,161 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la placa superior:

$$V_{ps} = A_{ps} \times t_{ps} = 1,161 \times 2 = \mathbf{2,322 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la placa superior:

$$M_{ps} = V_{ps} \times \rho = 2,322 \times 7.8 = 18,111.6 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$M_{ps} = \mathbf{18.1116 \text{ Kg}}$$

Placa intermedia con tuerca

La placa intermedia con tuerca también estará soldada entre las 2 paredes laterales y la placa superior de soporte, esta servirá de refuerzo y como sujetador para los pernos del mecanismo de regulación ya que tendrá agujeros pasantes y a su vez una tuerca soldada atrás de estos, para desplazar cada perno. Su espesor será también:

$$t_{pi} = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$$

Se comprobará en función del esfuerzo de fluencia si el espesor de la placa resiste la fuerza que se aplicará a esta, entonces:

$$\sigma_y = \frac{P_4}{A_{pi}}$$

Donde $P_4 = 36,820.680 \text{ Kg}$, que es la fuerza reaccionante a la fuerza de trituración y se transmite también a la placa intermedia.

Para el área transversal:

$$A_{pi} = w_{pi} \times t_{pi}$$

Donde $w_{pi} = 430 \text{ mm} = 43 \text{ cm}$ (ancho placa intermedia)

$$A_{pi} = 43 \times 2 = 86 \text{ cm}^2$$

Por lo tanto para el esfuerzo:

$$\sigma_y = \frac{36,820.680}{86} = 428.147 \text{ cm}^2$$

El esfuerzo calculado es mucho menor que el resiste el material por lo tanto resiste.

Área de la superficie de la placa intermedia:

$$A_{spi} = w_{ps} \times h_{pi}$$

Donde $h_{pi} = 90 \text{ mm} = 9 \text{ cm}$ (altura de la placa)

$$A_{spi} = 43 \times 9 = \mathbf{387 \text{ cm}^2}$$

Volumen de la placa intermedia:

$$V_{pi} = A_{pi} \times t_{pi} = 387 \times 2 = \mathbf{774 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada de la placa intermedia:

$$M_{pi} = V_{pi} \times \rho = 774 \times 7.8 = 6,037.2 \text{ gr},$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$M_{pi} = 6.0372 \text{ Kg}$$

Soporte en T

La pieza T está formada por 2 placas de diferente longitud, una soldada perpendicular a la otra, (**ver Fig.28**) a su vez toda la pieza estará unida a las 2 paredes laterales y a la placa intermedia con tuerca. Su función es de refuerzo y guía para el soporte de la placa de articulación, además como sujetador para la varilla del resorte de amortiguación, mediante un agujero pasante de 4 cm de diámetro, que tendrá esta misma. El espesor de toda la pieza se tomará también:

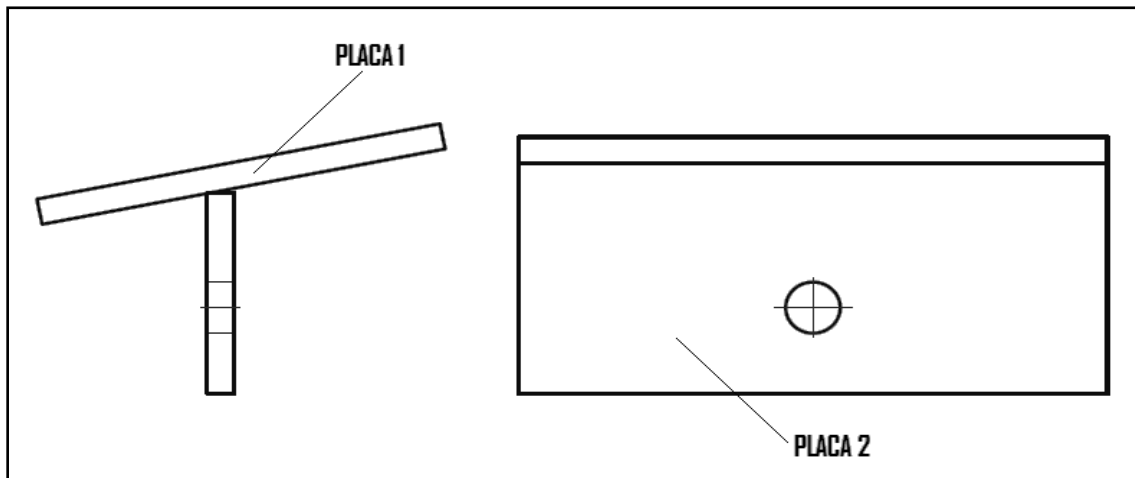


Fig.28. Soporte en T. Pieza del conjunto Bastidor de la estructura de la TMSE

$$t_{pt} = 20 \text{ mm} = 2 \text{ cm}$$

La pieza se dividirá en dos aéreas el de la placa 1 (la que está arriba) y placa 2 (la que esta soldada perpendicular)

Área de la superficie de la placa 1:

$$A_{p1} = w_{p1} \times L_{p1}$$

Donde $w_{p1} = 430 \text{ mm} = 43 \text{ cm}$ (ancho) $L_{p1} = 300 \text{ mm} = 30 \text{ cm}$ (longitud)

$$A_{ps} = 43 \times 30 = 1,290 \text{ cm}^2$$

Área de la superficie de la placa 2:

$$A_{p1} = w_{p2} \times h_{p1} - A_{cp}$$

Donde: w_{p2} (ancho) = 430 mm = 43 cm, h_{p2} (alto) = 160 mm = 16 cm y A_{cp} es el área del orificio que se restará.

$$A_{ps} = 43 \times 16 - \pi \times (2)^2 = \mathbf{675.434 \text{ cm}^2}$$

Ahora para el área total de la pieza:

$$A_{pt} = 1290 + 675.434 = \mathbf{1965.434 \text{ cm}^2}$$

Volumen del soporte T:

$$V_{pt} = A_{pt} \times t_{pt} = 1,965.434 \times 2 = \mathbf{3,930.868 \text{ cm}^3}$$

Masa aproximada del soporte T:

$$M_{pt} = V_{pt} \times \rho = 3,930.868 \times 7.8 = 30,660.77 \text{ gr}$$

Se divide entre 1,000 para obtener Kg

$$\mathbf{M_{pt} = 30.660 \text{ Kg}}$$

Cálculo de la soldadura.

Electrodo E6013 de 1/8 "

El cordón será de chaflán sin penetración en la orilla de tipo de filete, como ya se menciona se utilizará el mismo cordón para toda la estructura, entonces:

Altura mínima del cordón: $h = 7.94 \text{ mm}$

Espesor mínimo del cordón $t = 0.707 \times h = 0.707 \times 7.94 = 5.613 \text{ mm}$

Se toma: $t = 6 \text{ mm}$

Entonces para el área transversal del cordón de soldadura que se toma como forma triangular, se tiene que:

$$A_c = \frac{1}{2} t \times h$$

$$\mathbf{A_c = \frac{1}{2} 6 \times 7.94 = 23.82 \text{ mm}^2 = 0.2382 \text{ cm}^2}$$

De longitud de cordón se utilizaran aproximadamente:

2 cordones de 800 mm = 80 cm, para unir las láminas de anclaje a las paredes laterales

16 cordones de 160 mm = 16 cm, para unir los soportes angulares con las paredes laterales y las láminas de anclaje.

2 cordones de 150 mm = 15 cm, para unir las 2 paredes a la barra de unión

2 cordones de 270 mm = 27 cm, para unir la placa superior de soporte a las paredes laterales

4 cordones de 430 mm = 43 cm, para unir la placa intermedia con tuerca a la placa superior de soporte y a la pieza T.

2 cordones de 460 mm = 46 cm, para unir toda la pieza T con las paredes laterales

Volumen de la soldadura

Se sumaran todas las longitudes para calcular un volumen total:

$$L_{\text{ctot}} = (2 \times 800) + (16 \times 160) + (2 \times 150) + (2 \times 270) + (4 \times 430) + (2 \times 460) = \mathbf{7,640 \text{ mm}}$$

$$L_{\text{ctot}} = 764 \text{ cm}$$

Ahora para el volumen:

$$V_{\text{ctot}} = L_{\text{ctot}} \times A_c = 764 \times 0.2382 = \mathbf{181.984 \text{ cm}^3}$$

Masa de la soldadura

La masa aproximada de la soldadura se puede determinar mediante la fórmula ya conocida:

$$M_s = \rho \times V_{\text{ctot}}$$

Donde $\rho = 7.85 \text{ gr/cm}^3$ (densidad aproximada del material de aportación, electrodo)

Entonces:

$$M_s = 7.85 \times 181.984 = 1,428.580 \text{ gr}$$

Se divide entre 1000 para pasar el valor a Kg

$$M_s = \mathbf{1.4285 \text{ Kg}}$$

Redondeado:

$$M_s = \mathbf{1.50 \text{ Kg}}$$

Se utilizara aproximadamente esta cantidad de soldadura para unir todo el conjunto bastidor.

Masa aproximada del conjunto bastidor

Para determinara la masa del conjunto bastidor (M_{cb}) se sumara la masa aproximada de todos los componentes anteriormente calculados, entonces:

$$M_{cb} = M_{pl} + M_{an} + M_{sa} + M_{bu} + M_{ps} + M_{pi} + M_{pt}$$

$$M_{cb} = 61.291 + 9.984 + 0.4992 + 6.5852 + 18.1116 + 6.0372 + 30.660$$

$$M_{cb} = 133.1682 \text{ Kg}$$

Al valor dado se le agregará también la masa de la soldadura, por lo tanto:

$$M_{cb} = 133.1682 + M_s = 133.1682 + 1.50 = \mathbf{134.668 \text{ Kg}}$$

3.8.4 Cálculos de los pernos que unirán la estructura

Los dos conjuntos tanto la pared delantera como el bastidor se unirán por pernos, la pared delantera se sujetará por 8 pernos a cada pared lateral, para un total de 16 en el ensamblaje. Los pernos estarán expuesto a un esfuerzo de corte directo para conocer el espesor necesario de estos se tiene:

El material para el perno es acero grado 9.8 para medidas métricas, para este material de la Tabla.9, anexos I grados métricos de aceros para pernos en anexos, se tiene:

$$\sigma_p = 650 \text{ Mpa} = 6,628.05 \text{ Kg/cm}^2 \text{ (resistencia de prueba)}$$

La fuerza que deben de resistir los pernos es $P = 95,782.50 \text{ kg}$, que es la fuerza de trituración que empujará hacia afuera la pared delantera. Como se tiene que son 16 pernos se dividirá la fuerza entre la cantidad:

$$P = \frac{95,782.50}{16} = \mathbf{5,986.406 \text{ Kg}}$$

Entonces para calcular el área transversal mínima para perno:

$$A_{pern} = \frac{P}{\sigma_p} = \frac{5,986.406}{6,628.05} = \mathbf{0.90319 \text{ cm}^2}$$

Donde el área también se puede expresar:

$$A_{pern} = \pi \times R^2$$

Entonces para el radio:

$$R_{\text{pern}} = \sqrt{\frac{A_{\text{pern.}}}{\pi}} = \sqrt{\frac{0.90319}{\pi}} = 0.53618 \text{ cm}$$

Ahora para el diámetro se multiplica:

$$d_{\text{pern}} = 2 \times R = 2 \times 0.53618 \text{ cm} = 1.0723 \text{ cm}$$

Considerando la vibración constante y para una mayor rigidez, se toma:

$$d_{\text{pern}} = 1.4 \text{ cm} = 14 \text{ mm}$$

Para el área transversal real:

$$A = \pi \times (0.7)^2 = 1.539 \text{ cm}^2$$

Ahora para el esfuerzo de corte en los pernos:

$$\tau_p = \frac{P}{A} = \frac{P_{\text{pern}}}{A} = \frac{5,986.406}{1.539} = 3,889.802 \text{ Kg/cm}^2$$

Entonces como el esfuerzo calculado es menor que el del esfuerzo de prueba del material para pernos, se puede decir que los pernos resisten, por lo tanto la unión de la estructura también resiste. Se utilizaran pernos grado métrico 9.8, M14 x 2, del tipo de cabeza hexagonal

3.9 Masa aproximada de la TMSE

Se puede determinar la masa aproximada de la TMSE si se suma la masa de los componentes de mayor volumen de la máquina, esto incluirá, estructura, componentes internos y externos. Entonces se tendrá que:

Masa aproximada del conjunto pared delantera (M_{pd})	=	50.817 Kg
Masa aproximada del conjunto bastidor (M_{cb})	=	134.668 Kg
Masa aproximada del eje (M_e)	=	48.000 Kg
Masa aproximada de la caja del eje (M_{ce})	=	166.00 Kg
Masa aproximada de la placa de articulación (M_{pa})	=	8.00 Kg
Masa aproximada de las mandíbulas (M_m)	=	144.0 Kg
Masa aproximada de la Polea (M_p)	=	46.710 Kg
Masa aproximada de la volante (M_v)	=	46.710 Kg

Entonces para toda la maquina:

$$M_{\text{tmse}} = M_{pd} + (M_{cb}) + (M_e) + (M_{ce}) + (M_{pa}) + (M_m) + (M_p) + (M_v)$$

$$M_{\text{tmse}} = 644.905 \text{ Kg}$$



Capítulo IV

PRESUPUESTO ESTIMADO PARA LA CONSTRUCCIÓN DE LA TMSE

4.1 Lista de partes y costos

4.1 Lista de partes y costos

A continuación se muestra una lista con las partes y materiales propuestos para la construcción de la TMSE, se debe de considerar que los precios pueden variar dependiendo al deslizamiento de la moneda. En la primera casilla de cada fila se muestra un número de ítem para identificar la pieza o el material a continuación se muestra una pequeña descripción y la cantidad necesaria, posteriormente aparece el precio por unidad cotizado en el mercado nacional y el precio extendido que depende de las cantidades.

Item	Descripción	Cantidad	Precio unitario	Precio extend.
1	Lamina de acero estructural ASTM A36 de 1.22 x 2.44 m x 20 mm de espesor.	2	6,000.00	12,000.00
2	Lamina de acero AISI 1040 de 1.22 x 2.44 m x 30 mm de espesor.	1	6,500.00	6,500.00
3	Lámina de acero AISI 1020 de 1 x 0.5 m 20 mm de espesor.	1	4,000.00	4,000.00
4	Barra de acero estructural cilíndrica ASTM A36 de 5 cm de diámetro x 50 cm de largo	1	500.00	500.00
5	Barra de acero cilíndrica AISI 1045 de 13 cm de diámetro x 1 m de largo.	1	6,000.00	6,000.00
6	Bloque de acero cuadrado AISI 1045 de 34 x 34 cm de espesor x 0.5 m de longitud lam. en caliente	1	7,000.00	7,000.00
7	Barra de acero cilíndrica AISI 1045, de 16 cm de diámetro x 20 cm de longitud.	1	1,800.00	1,800.00
8	Barra de acero cilíndrica AISI 1020, de 50 cm de largo x 5 cm de diámetro.	1	600.00	600.00
9	Perno de cabeza hexagonal M-24 x 3 x 200	2	371.750	743.50
10	Tuerca hexagonal con refuerzo M-24 x 3	2	35.13	70.26
11	Tornillo de cabeza hexagonal M-12 x 1.75 x 40	8	9.56	76.48
12	Tuerca hexagonal M-12 x 1.75	8	5.00	40.00
13	Perno de cabeza allen M-14 x 2 x 120	12	15.00	180.00
14	Perno de cabeza allen M-14 x 2 x 80	12	13.00	156.00
15	Perno de cabeza hexagonal M-14 x 2 x 60	16	14.00	224.00
16	Tuerca de cabeza hexagonal M-14 x 2	40	8.00	320.00
17	Tuerca hexagonal M-27 x 3	1	40.00	40.00
18	Tornillo de cabeza hexagonal M-8 x 1.25 x 35	8	7.50	60.00
19	Tornillo de cabeza hexagonal M-8 x 1.25 x 40	8	8.50	68.00
20	Arandela plana, diámetro 13 mm	8	0.75	6.00

21	Arandela plana, diámetro 16 mm	56	1.00	56.00
22	Arandela de apriete, diámetro 16 mm	40	0.90	36.00
23	Arandela plana, diámetro 28 mm	1	29.00	29.00
24	Arandela plana, diámetro 40 mm	2	40.00	80.00
25	Arandela plana estrecha, diámetro 8 mm	16	0.50	8.00
26	Pasador cilíndrico de diám. 24 x 100 mm de largo	1	200.00	200.00
27	Pasador de aletas g8	2	23.00	46.00
28	Resorte helicoidal de 8 espiras de compresión, acero ASTM A227 de 6 mm de espesor, de 5 x 10.8 cm	1	180.00	180.00
29	Correa gates en V de 2,120 mm de longitud	4	326.36	1305.44
30	Polea acanalada de 4 canales diám. 400 mm	1	3,000	3,000
31	Polea plana de superficie lisa diám. 400 mm	1	3,000	3,000
32	Polea acanalada de 4 canales diám. de 150 mm	1	1,200	1,200
33	Motor eléctrico Siemens de 20 hp, 4 polos 850 rpm, 3F, 220/440 VAC, a prueba de polvo	1	40,185	40,185
34	Rodamiento de rodillos a rotula SKF 22224E	2	13869.68	27739.36
35	Rodamiento de rodillos a rotula SKF 22312E	2	2,394.61	4,789.22
36	Electrodo E-6013 de 1/8" x Lb	21	45	945.00
37	Electrodo E-7018 de 1/8" x Lb	5	50	250.00
38	Electrodo de revestimiento duro Stooddy 2134 de 3/16" x 14" x Lb	36	80	
TOTAL			C\$	123,433.26

Los precios en la lista están dados en córdobas, el monto en dólares sería: **\$5,230.223** de acuerdo al deslizamiento actual, estos valores deben de tomarse únicamente como referencia y no como un presupuesto final para la construcción de la TMSE, Por lo que se debe de considerar la mano de obra y el hecho de que se pueden obtener mejores precios dependiendo de cuantos proveedores se coticen.

CONCLUSIONES

La realización de este diseño ayuda a visualizar alternativas propias de construcción que poco a poco pueden ir ganando mayor interés en la industria de Nicaragua, con la finalidad de abrir un mercado propio que resultaría más económico para esta misma y aportaría a nuestro desarrollo intelectual y tecnológico.

Los objetivos planteados al inicio de este proyecto se alcanzaron satisfactoriamente logrando un diseño funcional, práctico y factible, además de conseguir poner en práctica lo aprendido en los estudios de la carrera.

El diseño mecánico de la **Trituradora de Mandíbula de Simple Efecto (TMSE)** nos permite poseer una propuesta propia de diseño para una futura construcción, que estará disponible para todo aquel que lo requiera.

Su funcionamiento y mantenimiento sencillo hace que este sea un diseño de gran aceptación. Los materiales y los métodos de fabricación se seleccionaron conforme la tecnología que está disponible en nuestro país.

RECOMENDACIONES

Para una buena construcción e instalación de la TMSE se deben de respetar las siguientes recomendaciones:

No se debe de sobrepasar la velocidad de diseño en rpm para el eje excéntrico ya que aceleraría la fatiga en este y en los rodamientos, además el material puede saltar de la abertura de entrada antes de ser triturado.

Si se desea cambiar el tipo de motor que se plantea en el diseño por efecto de costo, se puede utilizar uno de 4 polos a 1,750 rpm de salida. Pero será necesario cambiar la polea conducida a un diámetro de 800 mm, para compensar la relación de transmisión y las rpm necesarias a la entrada del eje. El eje resiste esta modificación.

Se pueden utilizar 4 bandas V por separado como se plantea en el diseño, o una banda múltiple V de 4 costillas para la transmisión de potencia de una polea a otra.

La tensión en la banda debe ser la correcta (21 Kg, mínimo) para lograr una transmisión eficiente y esta no sufra desgaste acelerado.

Se puede utilizar otro tipo de recubrimiento de soldadura además del propuesto para los dientes de las mandíbulas, únicamente considerando que cualquiera que se elija debe de resistir abrasión e impacto y tener buena soldabilidad con el acero al carbón.

Una vez construida la máquina se recomienda montarla en una superficie plana a una altura determinada sin obstruir la abertura de salida para el material, se debe de fijar con espárragos o pernos las placas de anclaje de la trituradora a la base de montaje, para evitar el desplazamiento.

BIBLIOGRAFIA

1. **Chevalier, A.** Dibujo industrial, Mexico. Editorial Limusa S.A. 2000.
2. **Mott, Robert L.** Diseño de elementos de máquinas, 4ta ed. Mexico, Prentice Hall, 2006.
3. **SKF, Catalogo General.** Editorial Stamperia Artistica Nazionale. Italia 1994
4. **Shigley, Joseph E. Mischke, Charles R.** Diseño en ingeniería mecánica. 6ta ed. Mexico, Mcgraw Hill, 2002.
5. **Spotts, M. F. Shoup, T.E.** Elementos de máquinas. Mexico, Pearson Educación, 2002.
6. **Trituradoras de mandibulas serie C,** Metso Minerals, Catálogo 1320-05-10, Tampere- Español, 2010.
7. **V. S. Shubin. C. Pedre.** Diseño de maquinaria industrial 4ta ed. Habana Cuba, Editorial Pueblo y Educación. 1984.
8. **Beer. Jhonston. Dewolf,** Mecánica de materiales, 3era ed. Mc. Graw Hill.
9. **Reshetov. D.** Atlas del Diseño de Elementos de Máquinas. Tomo I y II, Departamento de Mecánica Teorica Aplicada. Univ. Central de Villas, Cuba 1986
10. **Dobrovolski, V, et alli.** Elementos de Máquinas. Ed. Mir, Moscú 1976. Doughtie.
11. **P.T, Houldcroft.** Tecnologia de los Precesos de Soldadura. Editorial Ceac, Barcelona-España 1990.
12. **M.E. Egorov, V.I. Dementiev, V.L Dmitrev,** Tecnología de la Construcción de Maquinaria, URSS 1983.

ANEXOS I

Tablas y figuras para el diseño de la TMSE

XPA		XPB/5VX	
Descripción ISO Long. de ref. mm	Descripción ISO Long. de ref. mm	Descripción ISO Long. de ref. mm	Descripción RMA
XPA690	XPA2240	XPB1000	5VX398
XPA732	XPA2360	XPB1060	5VX422
XPA747	XPA2430	XPB1080	5VX430
XPA757	XPA2500	XPB1120	5VX445
XPA782	XPA2650	XPB1180	5VX470
XPA800	XPA2800	XPB1250	5VX497
XPA832	XPA3000	XPB1260	5VX500
XPA850	XPA3150	XPB1320	5VX524
XPA857	XPA3350	XPB1340	5VX530
XPA882	XPA3550	XPB1400	5VX556
XPA900	XPA3750	XPB1410	5VX560
XPA907	XPA4000	XPB1450	5VX575
XPA925		XPB1500	5VX595
XPA932		XPB1510	5VX600
XPA950		XPB1550	5VX615
XPA957		XPB1590	5VX630
XPA975		XPB1600	5VX634
XPA982		XPB1650	5VX654
XPA1000		XPB1690	5VX670
XPA1007		XPB1700	5VX674
XPA1030		XPB1750	5VX693
XPA1060		XPB1800	5VX713
XPA1082		XPB1850	5VX733
XPA1090		XPB1900	5VX753
XPA1107		XPB1950	5VX772
XPA1120		XPB2000	5VX790
XPA1140		XPB2020	5VX800
XPA1150		XPB2120	5VX840
XPA1157		XPB2150	5VX850

Fig.29. Porción de tabla de longitudes para bandas 5VX, Catalogo Gates 2010

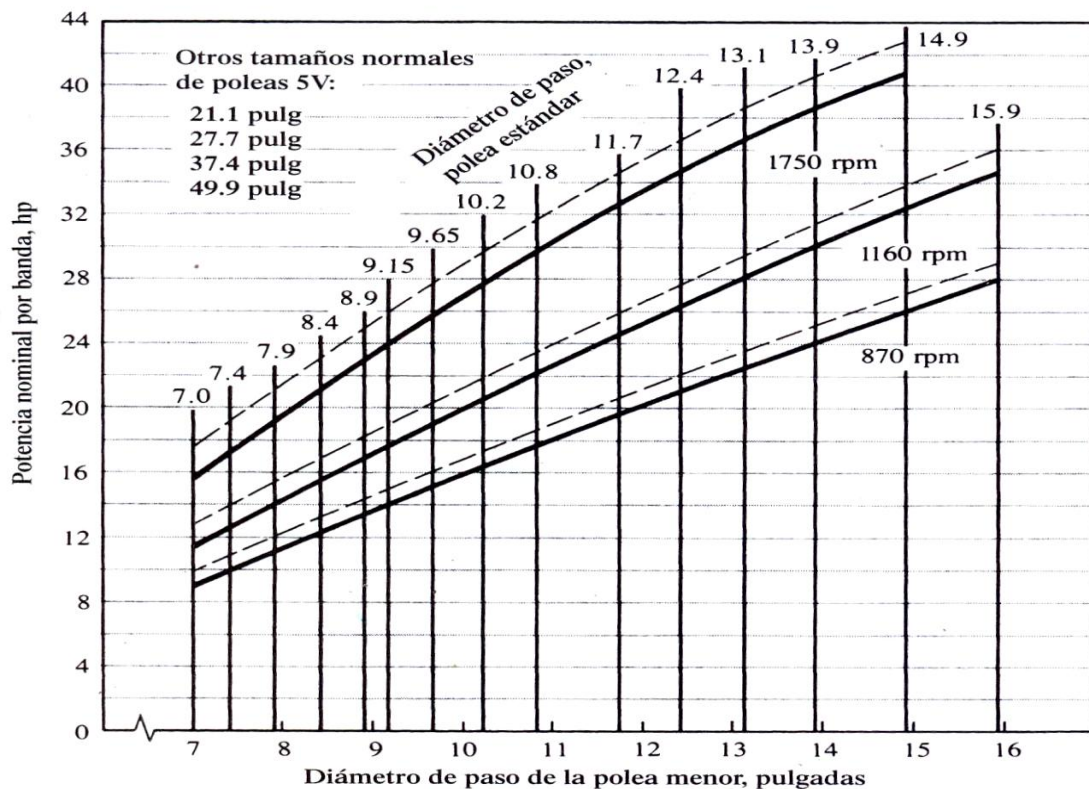


Fig. 30, potencia nominal por banda. Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.

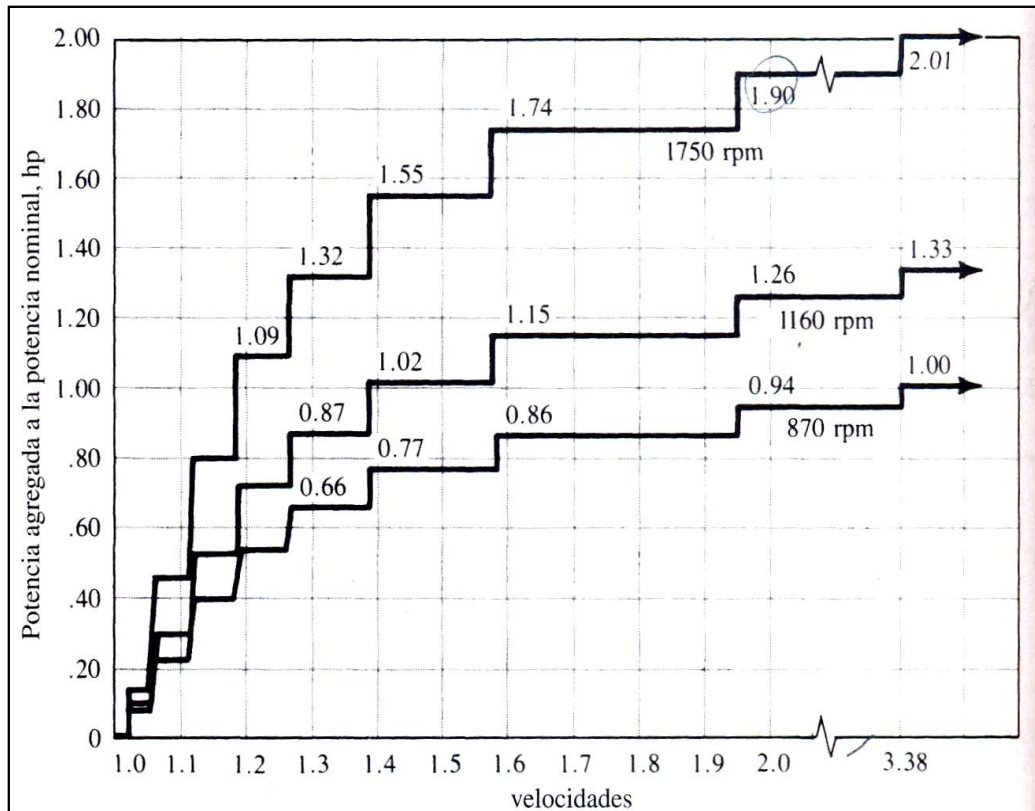


Fig. 31, potencia agregada por banda. Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.

Tabla 7. Propiedades físicas aproximadas de algunos materiales de ingeniería

Material	Módulo de elasticidad E		Módulo de rigidez G		Relación de Poisson ν	Peso específico γ gr/cm ³	Densidad de masa ρ gr/cm ³
	10 ⁶ psi	GPa	10 ⁶ psi	GPa			
Aceros al carbono y aleados	30.0	207	11.7	80.8	0.28	76	7.8
Aceros inoxidables	27.5	190	10.7	74.1	0.28	76	7.8
Fundición de hierro gris	**	**	5.9	40.4	0.27*	71	7.2
Fundición de hierro dúctil	24.5	169	9.4	65.0	0.30	68	6.9
Fundición de hierro maleable	25.0	172	9.6	66.3	0.30	71	7.3
Aleaciones de aluminio	10.4	72	3.9	26.8	0.34	27	2.8
Aleaciones de magnesio	6.5	45	2.4	16.8	0.33	18	1.8
Aleaciones de titanio	16.5	114	6.2	42.4	0.34	43	4.4
Cobre	17.5	121	6.5	44.7	0.35	87	8.9
Cobre al berilio	18.5	128	7.2	49.4	0.29	81	8.3
Latón, bronce	16.0	110	6.0	41.5	0.33	84	8.6
Aleaciones de zinc	12.0	83	4.5	31.1	0.33	65	6.6
Aleaciones de níquel	30.0	207	11.5	79.6	0.30	81	8.3
Vidrio	6.7	46	2.7	18.6	0.24	25	2.6
Madera (abeto Douglas)	1.6	11	0.6	4.1	0.33	4.3	0.44

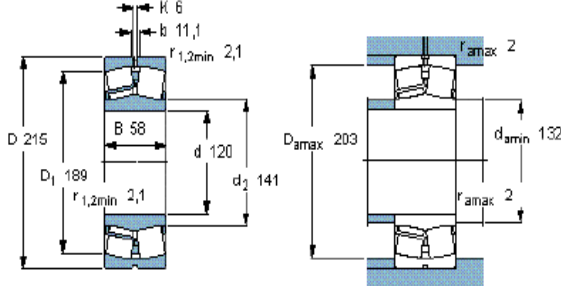
Fuente: Beer, Johnston, Dewolf. Mecánica de Materiales.

Tabla 8. Propiedades mecánicas aproximadas de algunos aceros al carbón.

Material		Resistencia de fluencia en tracción S_y (0.2%)		Esfuerzo último en tracción S_u		Elongación (en 2 in)	Dureza Brinell
SAE/ AISI	Estado	ksi	MPa	ksi	MPa	%	HB
1010	Laminado en caliente	26	179	47	324	28	95
	Laminado en frío	44	303	53	365	20	105
1016 **	Laminado en caliente	40	275	57	390	25	160
	Estirado en frío (calibrado)	54	370	78	540	10	200
1020 *	Laminado en caliente	30	207	55	379	25	111
	Laminado en frío	57	393	68	469	15	131
	Recocido	43	296	60	414	38	121
1030	Laminado en caliente	38	260	68	469	20	137
	Normalizado @ 1650 °F	50	345	75	517	32	149
	Laminado en frío	64	441	76	524	12	149
	Templado y revenido @ 1000 °F	75	517	97	669	28	255
	Templado y revenido @ 800 °F	84	579	106	731	23	302
	Templado y revenido @ 400 °F	94	648	123	848	17	495
1035 *	Laminado en caliente	40	276	72	496	18	143
	Laminado en frío	67	462	80	552	12	163
1040	Laminado en caliente	42	290	76	524	18	149
	Normalizado @ 1650 °F	54	372	86	593	28	170
	Laminado en frío	71	490	85	586	12	170
	Templado y revenido @ 1200 °F	63	434	92	634	29	192
	Templado y revenido @ 800 °F	80	552	110	758	21	241
	Templado y revenido @ 400 °F	86	593	113	779	19	262
1045 *	Laminado en caliente	45	310	82	565	16	163
	Laminado en frío	77	531	91	627	12	179
1050	Laminado en caliente	50	345	90	621	15	179
	Normalizado @ 1650 °F	62	427	108	745	20	217
	Laminado en frío	84	579	100	689	10	197
	Templado y revenido @ 1200 °F	78	538	104	717	28	235
	Templado y revenido @ 800 °F	115	793	158	1089	13	444
	Templado y revenido @ 400 °F	117	807	163	1124	9	514
1060 *	Laminado en caliente	54	372	98	676	12	200
	Normalizado @ 1650 °F	61	421	112	772	18	229
	Templado y revenido @ 1200 °F	76	524	116	800	23	229
	Templado y revenido @ 1000 °F	97	669	140	965	17	277
	Templado y revenido @ 800 °F	111	765	156	1076	14	311
1095	Laminado en caliente	66	455	120	827	10	248
	Normalizado @ 1650 °F	72	496	147	1014	9	293
	Templado y revenido @ 1200 °F	80	552	130	896	21	269
	Templado y revenido @ 800 °F	112	772	176	1213	12	363
	Templado y revenido @ 600 °F	118	814	183	1262	10	375

Fuente: Beer, Johnston, Dewolf. Mecánica de Materiales.

Rodamientos de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico, agujero cilíndrico, no están obturados								
Tolerancias , ver también el texto Juego radial interno , , agujero cilíndrico , agujero cónico, Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento								
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C ₀	P _u	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
120	215	58	630	765	73,5	2800	3800	8,7



Factores de cálculo

e 0,26

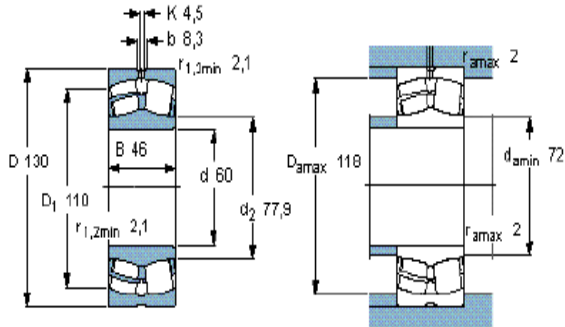
Y₁ 2,6

Y₂ 3,9

Y₀ 2,5

Fig. 32. Especificaciones de rodamiento a rótula 22224E, catalogo SKF 4000SP

Rodamientos de rodillos a rótula, agujero cilíndrico y cónico, agujero cilíndrico, no están obturados								
Tolerancias , ver también el texto Juego radial interno, , agujero cilíndrico , agujero cónico, Ajustes recomendados Tolerancias del eje y del alojamiento								
Dimensiones principales			Capacidades de carga		Carga límite de fatiga	Velocidades		Masa
d	D	B	C	C ₀	P _U	Velocidad de referencia	Velocidad límite	
mm			kN		kN	rpm		kg
60	130	46	310	335	36,5	4000	5300	3,1



Factores de cálculo

e 0,35

Y₁ 1,9

Y₂ 2,9

Y₀ 1,8

Fig. 33. Especificaciones de rodamiento a rótula 22312 E, catalogo SKF 4000SP

Tabla.9. Grados métricos de aceros para pernos

Grado	Tamaño del perno	Resistencia a la tensión Mpa	Resistencia de fluencia Mpa	Resistencia de prueba Mpa
4.6	M5 - M36	400	240	225
4.8	M1.6 - M16	420	340	310
5.8	M5 - M24	520	415	380
8.8	M17 - M36	830	660	600
9.8	M1.6 - M16	900	720	650
10.9	M6 - M36	1,040	940	830
12.9	M1.6 - M36	1,220	1,100	970

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.

Tabla.10. Modulo de elasticidad y tensión de alambres para resortes.

Material ASTM núm.	Módulo en cortante, G		Módulo en tensión, E	
	(psi)	(GPa)	(psi)	(GPa)
Acero estirado en frío: A227	11.5×10^6	79.3	28.6×10^6	197
Alambre para instrumentos musicales: A228	11.85×10^6	81.7	29.0×10^6	200
Templado en aceite: A229	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-vanadio: A-231	11.2×10^6	77.2	28.5×10^6	196
Al cromo-silicio: A401	11.2×10^6	77.2	29.5×10^6	203
Aceros inoxidables: A313				
Tipos 302, 304, 316	10.0×10^6	69.0	28.0×10^6	193
Tipo 17-7 PH	10.5×10^6	72.4	29.5×10^6	203
Latón de resortes: B134	5.0×10^6	34.5	15.0×10^6	103
Bronce fosforado: B159	6.0×10^6	41.4	15.0×10^6	103
Cobre al berilio: B197	7.0×10^6	48.3	17.0×10^6	117
Monel y K-Monel	9.5×10^6	65.5	26.0×10^6	179
Inconel e Inconel-X	10.5×10^6	72.4	31.0×10^6	214

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.

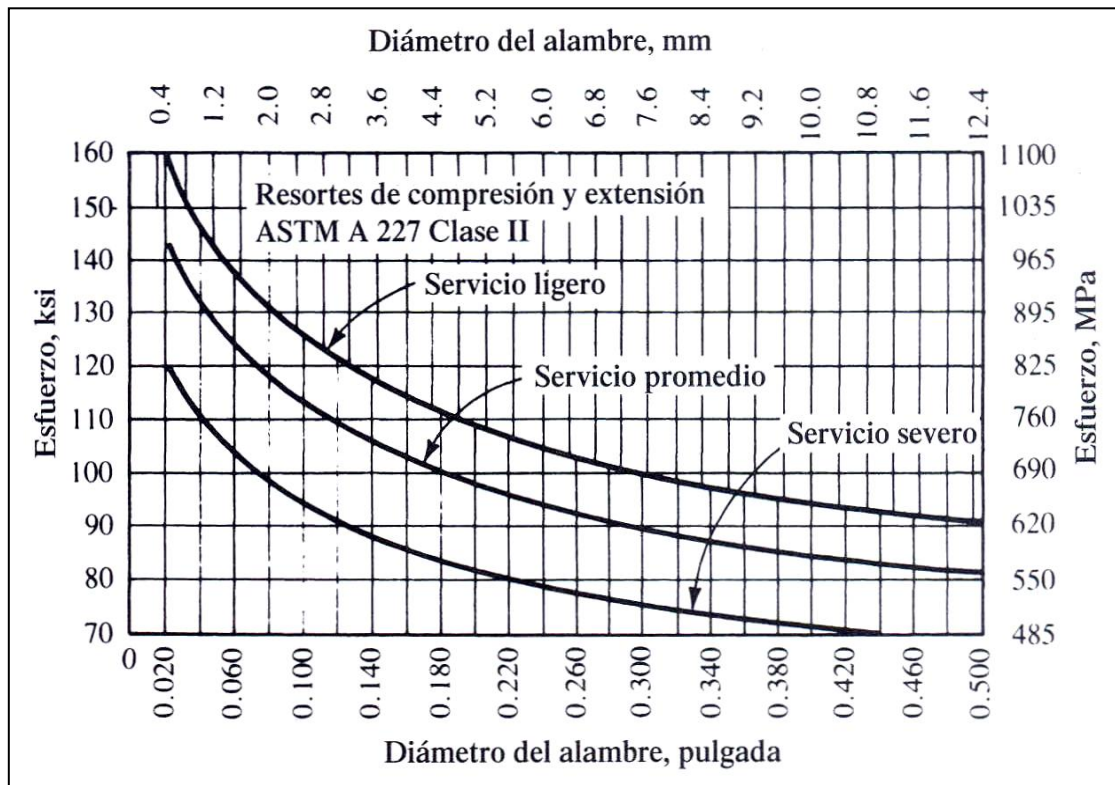


Fig. 33. Esfuerzos cortantes de diseño para alambres A227. Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.

Tabla. 11. Tamaños mínimos de cordón para placas gruesas

Espesor de la placa (pulg)	Tamaño máximo del lado, para soldaduras de chaflán (pulg)
$\leq 1/2$	3/16
$> 1/2 - 3/4$	1/4
$> 3/4 - 1\frac{1}{2}$	5/16
$> 1\frac{1}{2} - 2\frac{1}{4}$	3/8
$> 2\frac{1}{4} - 6$	1/2
> 6	5/8

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.

Tabla.12. Propiedades de los aceros estructurales

Designación del material (número ASTM)	Grado, producto o espesor	Resistencia a la tensión		Resistencia de fluencia		Ductilidad (porcentaje de elongación en 2 pulgadas)
		(ksi)	(MPa)	(ksi)	(MPa)	
A36	$t \leq 8$ pulg	58	400	36	250	21
A242	$t \leq 3/4$ pulg	70	480	50	345	21
A242	$t \leq 1\frac{1}{2}$ pulg	67	460	46	315	21
A242	$t \leq 4$ pulg	63	435	42	290	21
A500	Tubo estructural formado en frío, redondo o de otras formas					
	Redondo, grado A	45	310	33	228	25
	Redondo, grado B	58	400	42	290	23
	Redondo, grado C	62	427	46	317	21
	Otra forma, grado A	45	310	39	269	25
	Otra forma, grado B	58	400	46	317	23
	Otra forma, grado C	62	427	50	345	21
A501	Tubo estructural formado en ca- liente, redondo o de otras formas	58	400	36	250	23
A514	Templado y revenido, $t \leq 2\frac{1}{2}$ pulg	110-130	760-895	100	690	18%
A572	42, $t \leq 6$ pulg	60	415	42	290	24
A572	50, $t \leq 4$ pulg	65	450	50	345	21
A572	60, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	75	520	60	415	18
A572	65, $t \leq 1\frac{1}{4}$ pulg	80	550	65	450	17
A588	$t \leq 4$ pulg	70	485	50	345	21
A992	Perfiles W	65	450	50	345	21

Nota: ASTM A572 es uno de los aceros de alta resistencia y baja aleación (HSLA), y sus propiedades son similares a las del acero SAE J410b, especificadas por la SAE.

Fuente: Robert L. Mott, Diseño de Elementos de Máquinas 4.